

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«КАЗАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

СОКОЛОВ НИКОЛАЙ ВИКТОРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА  
ТЕРМОУПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ  
И УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ  
КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН**

ТОМ 1

Специальность 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная,  
компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы

**ДИССЕРТАЦИЯ**  
на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научный консультант:  
доктор технических наук, профессор  
Хадиев Муллагали Бариевич

Казань – 2026

## АННОТАЦИЯ

В работе излагаются результаты анализа закономерностей изменения локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик упорных подшипников скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы центробежных и винтовых компрессоров.

Проанализированы режимы работы компрессорных машин. Разработана нестационарная трехмерная тепловая периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель работы упорного подшипника. Нестационарность продиктована осевым перемещением и изменением частоты вращения упорного диска. При постановке прямой задачи форма перемещения представлена гармоническим законом и пилообразной формой, соответствующие режимам мягкого (вращающийся срыв) и жесткого помпажа центробежного компрессора, соответственно. Численная реализация ПТУГД модели оформлена в виде программы Sm2px3Tхт (свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020 и № 2024681330 от 09.09.2024).

Методом численного эксперимента установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик упорного подшипника при нестационарных режимах работы компрессорных машин, проведен параметрический анализ его характеристик и проанализировано тепловое состояние элементов при установившихся режимах. Адекватность ПТУГД модели проверена путем сравнения с другими программами расчета и физическими экспериментами на стенде. Приведены усовершенствованная инженерная методика расчета, рекомендации к проектированию и оформлению подшипника при внедрении в производство.

Результаты работы используются студентами кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» КНИТУ, а также внедрены в практику проведения реинжиниринга АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС) узлов трения иностранных компрессоров. Разработанные подшипники успешно эксплуатируются в конструкциях мультипликаторных центробежных компрессоров на предприятиях АО «Газпромнефть-ОНПЗ» и АО «ТАНЕКО» (ПАО «Татнефть»).



# ОГЛАВЛЕНИЕ

## ТОМ 1

|                                                                                                                                                   |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....                                                                                                                         | 7   |
| ВВЕДЕНИЕ.....                                                                                                                                     | 12  |
| ГЛАВА 1 РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН.<br>ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ УПОРНЫХ<br>ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ .....                   | 28  |
| 1.1 Нестационарные и установившиеся режимы работы компрессоров..                                                                                  | 28  |
| 1.2 Применение упорных подшипников в компрессорном оборудовании..                                                                                 | 45  |
| 1.3 Анализ конструкций упорных подшипников скольжения.....                                                                                        | 65  |
| 1.3.1 Упорные подшипники с неподвижными подушками.....                                                                                            | 68  |
| 1.3.2 Упорные подшипники с самоустанавливающимися<br>подушками.....                                                                               | 75  |
| 1.3.3 Конструктивные и организационные способы<br>эксплуатации упорных подшипников.....                                                           | 76  |
| 1.4 Обобщение анализа и рекомендации по дальнейшему развитию<br>упорных подшипников.....                                                          | 104 |
| ГЛАВА 2 СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА УПОРНЫХ<br>ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН.....                                                     | 109 |
| 2.1 Статически нагруженные подшипники скольжения.....                                                                                             | 109 |
| 2.2 Динамически нагруженные подшипники скольжения.....                                                                                            | 130 |
| 2.3 Выводы.....                                                                                                                                   | 156 |
| 2.4 Цель и задачи исследования.....                                                                                                               | 160 |
| ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ<br>УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ<br>И УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА..... | 163 |
| 3.1 Определение скоростей течения смазки в смазочном и<br>пограничном слоях.....                                                                  | 170 |
| 3.2 Вывод обобщенного дифференциального уравнения Рейнольдса<br>для смазочного слоя.....                                                          | 181 |

|                                                                                                                   |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.3 Дифференциальное уравнение энергии для смазочного и пограничного слоев.....                                   | 183 |
| 3.4 Дифференциальное уравнение теплопроводности для подушки.....                                                  | 190 |
| 3.5 Дифференциальное уравнение теплопроводности для упорного диска.....                                           | 192 |
| 3.6 Зависимости теплофизических свойств смазки от температуры.....                                                | 196 |
| 3.7 Уравнение перемещения упорного диска при постановке прямой задачи.....                                        | 197 |
| 3.8 Уравнение динамики ротора при постановке обратной задачи.....                                                 | 199 |
| 3.9 Уравнение движения (качания) самоустанавливающейся подушки..                                                  | 203 |
| 3.10 Уравнение осевого движения (перемещения) самоустанавливающейся подушки.....                                  | 206 |
| 3.11 Зазор в упорном подшипнике с неподвижными подушками.....                                                     | 208 |
| 3.12 Зазор в упорном подшипнике с самоустанавливающимися подушками.....                                           | 212 |
| 3.13 Условная граница пограничного слоя.....                                                                      | 215 |
| 3.14 Уравнение изменения угловой скорости упорного диска.....                                                     | 217 |
| 3.15 Выводы.....                                                                                                  | 218 |
| ГЛАВА 4 ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОТЫ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ. ПРИНЯТЫЕ ДОПУЩЕНИЯ..... |     |
| 4.1 Принятые допущения математической модели.....                                                                 | 221 |
| 4.2 Сеточные области для математической модели.....                                                               | 221 |
| 4.3 Численное решение уравнения Рейнольдса.....                                                                   | 223 |
| 4.4 Численные методы решения уравнения энергии.....                                                               | 227 |
| 4.5 Численные методы решения уравнений теплопроводности.....                                                      | 233 |
| 4.6 Декомпозиция областей.....                                                                                    | 237 |
| 4.7 Скорость смазки по толщине слоя.....                                                                          | 238 |
| 4.8 Осевое перемещение упорного диска.....                                                                        | 239 |
| 4.9 Массовые, объемные и тепловые потоки на границах областей.....                                                | 241 |
| 4.10 Вычисление интегральных характеристик упорного подшипника..                                                  | 246 |

|                                             |     |
|---------------------------------------------|-----|
| 4.11 Описание алгоритма решения задачи..... | 250 |
| 4.12 Программа расчетов для ЭВМ.....        | 258 |

## ТОМ 2

|                                                                                                                |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ГЛАВА 5 АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА..... | 4   |
| 5.1 Гармоническое перемещение упорного диска.....                                                              | 5   |
| 5.2 Перемещение упорного диска при помпаже компрессора.....                                                    | 26  |
| 5.3 Анализ влияния частоты вращения диска на переходных режимах работы компрессора.....                        | 41  |
| 5.4 Предельные характеристики покрытия неподвижной подушки.....                                                | 59  |
| 5.5 Выводы.....                                                                                                | 71  |
| ГЛАВА 6 АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА..... | 80  |
| 6.1 Анализ влияния параметров численных методов.....                                                           | 81  |
| 6.2 Анализ влияния формы пограничного слоя.....                                                                | 89  |
| 6.3 Влияние граничных условий для уравнения Рейнольдса.....                                                    | 93  |
| 6.4 Описание распределения давления и температур при разном профилировании подушки.....                        | 97  |
| 6.5 Анализ влияния упорного диска.....                                                                         | 102 |
| 6.6 Анализ влияния межподушечного канала.....                                                                  | 107 |
| 6.7 Сравнение двух профилей рабочей поверхности подушки.....                                                   | 132 |
| 6.8 Выводы.....                                                                                                | 135 |
| ГЛАВА 7 АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....                               | 141 |
| 7.1 Распределение тепловых потоков.....                                                                        | 141 |
| 7.2 Влияние класса вязкости смазки.....                                                                        | 156 |
| 7.3 Влияние температуры подачи смазки.....                                                                     | 166 |
| 7.4 Выводы.....                                                                                                | 177 |

|                                                                                                                                                        |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ГЛАВА 8 ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ<br>МОДЕЛИ ПУТЕМ СРАВНЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ФИЗИЧЕСКОГО И<br>ЧИСЛЕННОГО ЭКСПЕРИМЕНТОВ. ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ..... | 182 |
| 8.1 Погрешность численного эксперимента.....                                                                                                           | 183 |
| 8.2 Оценка погрешности математической модели путем сравнения<br>результатов расчета с другими программами.....                                         | 186 |
| 8.3 Экспериментальные исследования упорного подшипника.....                                                                                            | 194 |
| 8.3.1 Описание экспериментального стенда.....                                                                                                          | 194 |
| 8.3.2 Система автоматизации экспериментального стенда.....                                                                                             | 202 |
| 8.3.3 Методы измерения параметров упорного подшипника.....                                                                                             | 215 |
| 8.3.4 Программа, методика проведения и обработки результатов<br>экспериментальных исследований.....                                                    | 218 |
| 8.3.5 Оценка погрешности измерения контролируемых величин.....                                                                                         | 223 |
| 8.3.6 Сравнение результатов физических и численных<br>экспериментов.....                                                                               | 228 |
| 8.4 Выводы.....                                                                                                                                        | 249 |
| ГЛАВА 9 ПРОМЫШЛЕННОЕ ОСВОЕНИЕ УПОРНЫХ<br>ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....                                                                                   | 250 |
| 9.1 Инженерная методика расчета.....                                                                                                                   | 250 |
| 9.2 Рекомендации по проектированию и конструктивному<br>оформлению.....                                                                                | 257 |
| 9.3 Требования к применяемым материалам.....                                                                                                           | 261 |
| 9.4 Реинжиниринг упорных подшипников.....                                                                                                              | 269 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....                                                                                                                                        | 272 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....                                                                                                                                 | 283 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ.....                                                                                                                                        | 320 |

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

### 1. Кинематические параметры и координаты:

$r$  – радиальная координата;

$\varphi$  – угловая координата;

$y, y_n, y_d$  – координаты по толщине смазочного слоя, подушки и упорного диска соответственно;

$\eta$  – прямоугольная продольная координата подушки;

$\xi$  – прямоугольная поперечная координата подушки;

$\alpha$  – угол установки самоустанавливающейся подушки относительно поверхности упорного диска;

$e$  – эксцентриситет;

$n$  – частота вращения упорного диска;

$\omega = 2\pi n / 60$  – угловая скорость вращения упорного диска;

$V_r, V_\varphi, V_y$  – составляющие вектора скорости течения смазки;

$\tau$  – время;

$\tau^*$  – характерное время (период изменения действующей осевой силы  $2\pi / \Omega$  или угловой скорости вращения  $2\pi / \omega$ ).

### 2. Геометрические и рабочие параметры:

$R_1, R_{cp}, R_2$  – внутренний, средний и наружный радиусы подушек;

$D_1, D_2$  – внутренний и наружный диаметры подушек;

$B$  – ширина подушки;

$b$  – ширина маслоподводящего межподушечного канала;

$h$  – толщина смазочного слоя (высота зазора);

$h_s = \Delta$  – суммарный осевой зазор в двухстороннем упорном подшипнике;

$h_*$  – характерная толщина смазочного слоя ( $h_* = h_2$  или  $h_p$ );

$h_{*o}$  – характерная толщина смазочного слоя (характерная высота зазора) при центральном положении упорного диска ( $h_{*o} = h_s / 2 = h_{20}$  или  $h_{p0}$ );

$h_{\min}, h_1, h_2$  – минимальная толщина, толщина смазочного слоя на входе и на выходе подушки;

$h_p$  – зазор под точкой опоры самоустанавливающейся подушки;

$\delta_{ск} = \Delta h = (h_1 - h_2)$  – глубина клинового скоса на входной кромке неподвижной подушки;

$H_d, H_n, H_{кр}, H_p$  – толщины упорного диска, подушки, крыла и ребра подушки;

$\delta_p$  – ширина ребра подушки;

$L, L_k$  – длина подушки и клинового скоса подушки по среднему радиусу;

$\theta$  – угол охвата подушки с межподушечным каналом при моделировании совместных процессов;

$\theta_n$  – угол охвата подушки при моделировании совместных процессов;

$\theta_k$  – угол охвата клиновой части неподвижной подушки с винтовой поверхностью;

$\varphi_k$  – угловая координата клиновой части неподвижной подушки поверхности с параллельным межподушечному каналу скосом;

$\eta_k$  – ширина клинового скоса, параллельного входной кромке неподвижной подушки;

$\theta_p$  – угловая координата точки опоры самоустанавливающейся подушки;

$\theta_{kp}$  – угловая координата крыла самоустанавливающейся подушки;

$Q$  – расход смазки;

$Q_R$  – расход смазки через боковые грани смазочного слоя подушки (боковые утечки);

$Q_k$  – расход смазки через межподушечные каналы;

$N$  – гидродинамические потери мощности на трение в смазочных и пограничных слоях;

$N_\delta$  – «дисковые» потери мощности на трение о смазку свободных участков вращающегося элемента;

$N_{пл}$  – потери мощности на трение о смазку плоского участка вращающегося элемента.

### **3. Термодинамические и теплофизические параметры:**

$p$  – местное гидродинамическое давление на поверхности подушки;

$t$  – местная температура смазочного и пограничного слоев;

$t_*$  – характерная температура смазки;

$t_o$  – температура смазки в межподушечном канале;

$t_1$  – температура смазки на входе в смазочный слой;

$t_2$  – температура смазки на сливе из упорного подшипника;

$T_n$  – температура подушки;

$T_\delta$  – температура упорного диска;

$T_a$  – температура среды, окружающей нерабочую поверхность упорного диска;

$T_{a1}$  – безразмерная температура в межподушечном канале при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \theta_n$ ;

$T_{a2}$  – безразмерная температура при  $r = R_1$ ;  
 $T_{a3}$  – безразмерная температура при  $r = R_2$ ;  
 $T_{a4}$  – безразмерная температура при  $y_n = H_n$ ;  
 $c$  – удельная изобарная теплоемкость смазки;  
 $\mu$  – динамическая вязкость смазки;  
 $\rho$  – плотность смазки;  
 $\lambda_m, \lambda_n, \lambda_\partial$  – коэффициенты теплопроводности смазки, материалов подушки и упорного диска;  
 $\beta, \beta_1$  – размерные коэффициенты вязкости смазки;  
 $\alpha_m, \alpha_n$  – коэффициенты теплового расширения смазки и линейного температурного расширения материала подушки соответственно;  
 $\alpha_{Tn0}, \alpha_{Tn\theta n}, \alpha_{TnR_1}, \alpha_{TnR_2}, \alpha_{nH_n}$  – коэффициенты теплоотдачи на входной и выходной гранях, по внутренней и внешней поверхностям и с тыльной стороны поверхности подушки соответственно;  
 $\alpha_{TR_1}, \alpha_{TR_2}, \alpha_{TH_\partial}$  – коэффициенты теплоотдачи по внутренней и внешней поверхностям и с тыльной стороны поверхности упорного диска соответственно.

#### 4. Силовые факторы:

$A, \Omega$  – амплитуда и круговая частота возмущающей осевой силы или перемещения упорного диска;  
 $\kappa_{пл}$  – коэффициент жесткости упругой плоской пластины;  
 $W$  – деформация подушки за счет свободного теплового расширения или величина прогиба подушки от силовой и температурной деформации.

#### 5. Безразмерные параметры и критерии:

$\bar{r} = (r - R_{cp}) / (\sigma R_{cp})$  – безразмерная радиальная координата;  
 $\bar{\varphi} = \varphi / \theta$  – безразмерная угловая координата;  
 $\bar{y} = y/h, \bar{y}_n = y_n/H_n, \bar{y}_\partial = y_\partial/H_\partial$  – безразмерные координаты по толщине смазочного слоя, подушки и упорного диска соответственно;  
 $\lambda = \frac{2R_{cp}\theta}{R_2 - R_1} = \frac{\theta}{\sigma}$  – относительная длина подушки с межподушечным каналом;  
 $\sigma = \frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1}$  – коэффициент, учитывающий кривизну подушки (относительная ширина подушки);  
 $\bar{p} = ph_{*o}^2 / (\mu_0 \omega R_{cp}^2 \theta)$  – безразмерное давление;

$\bar{t} = c\rho_* h_{*o}^2 (t - t_*) / (\mu_* \omega R_{cp}^2 \theta)$  – безразмерная температура,

$b_\partial = \lambda_\partial / \lambda_{m0}$  – относительная теплопроводность упорного диска;

$b_n = \lambda_n / \lambda_{m0}$  – относительная теплопроводность подушки;

$\bar{h} = h / h_{*o}$  – относительная толщина смазочного слоя;

$Nu, Re, Sh, Pe, St$  – критерии Нуссельта, Рейнольдса, Струхалия, Пекле, Стантона;

$Sh = \frac{R_{cp} \theta}{\omega R_{cp} \tau^*}$  – критерий Струхалия;

$\varepsilon = 2e / h_s$  – относительный эксцентриситет;

$\varepsilon_o = (h_1 - h_2) / h_2$  – относительная клиновидность смазочного слоя;

$\bar{\eta}_k = 2\eta_k / (R_1 + R_2)$  – безразмерная ширина скоса;

$\bar{\theta}_k = \theta_k / \theta$  – безразмерный угол охвата клиновой части неподвижной подушки с винтовой поверхностью;

$\tilde{\theta}_k = \theta_k / \theta_n$  – угол охвата клиновой части относительно угла охвата неподвижной подушки;

$\psi = h_{*o} / (R_{cp} \theta)$  – относительная толщина смазочного слоя;

$\Psi_n = H_n / (R_{cp} \theta)$  – относительная толщина подушки;

$\Psi_\partial = H_\partial / (R_{cp} \theta)$  – относительная толщина упорного диска;

$\Psi_p = H_p / (R_{cp} \theta)$  – относительная толщина ребра качания подушки;

$\Psi_{kp} = H_{kp} / (R_{cp} \theta)$  – относительная толщина крыла самоустанавливающейся подушки;

$\bar{\alpha} = \alpha / \psi$  – относительный угол установки самоустанавливающейся подушки;

$\chi = \beta \mu_0 \omega R_{cp}^2 \theta / (c \rho_0 h_{*o}^2)$  – параметр, характеризующий степень изменения вязкости смазки в зависимости от температуры при  $h_{*o} = (h_{2o} \text{ или } h_{po})$ ;

$\bar{P} = \frac{P h_{*o}^2}{\mu_0 \omega R_{cp}^2 \theta^2 (R_2 - R_1)}$  – коэффициент несущей способности;

$\bar{N} = \frac{N h_{*o}}{\mu_0 \omega^2 R_{cp}^3 \theta (R_2 - R_1)}$  – коэффициент потерь мощности на трение;

$\bar{Q} = \frac{Q}{\omega R_{cp} h_{*o} (R_2 - R_1)}$  – коэффициент расхода смазки;

$\bar{T}_{n,\partial,a} = c \rho_0 h_{*o}^2 (T_{n,\partial,a} - t_0) / (\mu_0 \omega R_{cp}^2 \theta)$  – безразмерная температура подушек, упорного диска, окружающей среды в соответствии с индексами;



$\bar{V}_{r,\varphi,y} = V_{r,\varphi,y} / (\omega R_{cp})$  – безразмерные составляющие вектора скорости течения смазки;

$\bar{\beta} = \beta_1 / \beta^2$  – безразмерный коэффициент вязкости смазки;

$\bar{\tau} = \tau / \tau^*$  – безразмерное время.

## 6. Индексы:

$i$  – принадлежит к конкретной подушке;

$*$  – принадлежит к характерной точке или размеру;

$0$  – принадлежит к межподушечному каналу;

$1, 2$  – принадлежит к сечениям входа в смазочный слой и выхода из него;

$p$  – принадлежит к точке опоры (линии контакта) самоустанавливающейся подушки;

$kp$  – принадлежит к крылу самоустанавливающейся подушки;

$\partial$  – принадлежит к упорному диску;

$n$  – принадлежит к подушке;

$st$  – статическая составляющая функции;

$d$  – динамическая составляющая функции.

## 7. Сокращения:

КМ – компрессор;

ЦК – центробежный компрессор;

ВК – винтовой компрессор;

КУ – компрессорная установка;

ЦКУ – центробежная компрессорная установка;

ВКУ – винтовая компрессорная установка;

МПК – межподушечный канал;

ПС – подшипник скольжения;

УПС – упорный подшипник скольжения;

УПС1 – упорный подшипник скольжения односторонний;

УПС2 – упорный подшипник скольжения двухсторонний;

ОПС – опорный подшипник скольжения;

УГД – упругогидродинамический;

ТГД – термогидродинамический;

ТУГД – термоупругогидродинамический;

ПТУГД – периодический термоупругогидродинамический.

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** Последние десятилетия отечественной промышленности отмечены интенсивным развитием газовой, нефтяной, химической, металлургической, энергетической и других отраслей. Одним из основных видов оборудования, предназначенного для повышения давления рабочей среды по требованиям технологического процесса, являются центробежные (ЦК) и винтовые (ВК) компрессоры. Активное развитие отечественных заводов по крупнотоннажному сжижению природного газа (СПГ) совместно с газоперерабатывающими заводами привело к необходимости разработки и изготовления крупногабаритных ЦК. Последовательная разработка месторождений нефти и газа в труднодоступных районах Западной и Восточной Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера привела к созданию обширной сети трубопроводов для перекачки углеводородов и обслуживающего транспорта. Попутный нефтяной газ, выделяющийся в процессе добычи и подготовки нефти, используется для генерации электроэнергии в качестве топлива для газовых турбин или двигателей, для технологии СПГ, нефтехимической промышленности и для закачки обратно в пласт.

В качестве примера использования компрессорного оборудования можно рассмотреть технологию производства СПГ «Арктический каскад»<sup>1</sup>, разработанную с участием специалистов АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС). Основным элементом технологии является интегрированная компрессорная установка с приводом от газотурбинного двигателя. ГТД приводит в движение главный трехпоточный мультипликатор, который в свою очередь одновременно раскручивает три центробежных компрессора: для сжатия азота, метана и этана. На номинальном режиме суммарная мощность на приводном валу главного мультипликатора составляет 24577 кВт, из которых механические потери равны 1618 кВт или 6,58 %. В тонких смазочных слоях узлов трения происходит интенсивное выделение теплоты в малом объеме зазора, при этом величина до-

---

<sup>1</sup> Кинематические схемы компрессоров хладагента установок по производству СПГ / О. Е. Васин, Р. М. Минигулов, В. В. Боднарук [и др.] // Компрессорные технологии. – 2019. – № 1. – С. 8-11.

пускаемой температуры смазки не должна превышать 100...110 °С. Отвод теплоты определяется расходом прокачиваемой через узел трения смазки и ограничен величиной рабочего зазора: для подшипников скольжения он составляет 30...80 мкм. Тепловые условия работы узлов трения компрессорной установки определяют надежность работы всей технологической линии производства СПГ. Производительность технологии «Арктический каскад» составляет 1 млн. тонн СПГ в год. При оптовой стоимости сжиженного газа на начало 2025 г. от 22500 до 32000 руб. за тонну один час простоя установки может достигать 3,6 млн. руб. убытков для эксплуатирующей организации.

Конструкция ЦК и ВК состоит из множества корпусных элементов, каждый из которых требует индивидуального подхода при расчете и проектировании. При эксплуатации компрессора в его проточной части происходят различные переменные по времени процессы. Особенность упорного подшипника скольжения (УПС) состоит в восприятии осевой нагрузки, непосредственно зависящей от режима работы компрессора и соответствующих ему силовых нагрузок от перепадов давления сжимаемой среды. Нестационарные режимы работы компрессоров возникают при изменении частоты вращения ротора компрессора, сопротивления сети на линиях всасывания или нагнетания, пуске и остановке компрессора. Необходимо отдельно рассматривать также опасные для прочности конструкции ЦК режимы, связанные с нестационарными газодинамическими процессами в проточной части: это вращающийся срыв и помпаж.

Тип и конструктивное исполнение УПС определяют осевую вибрационную надежность компрессоров на нестационарных режимах. Они являются одной из причин выхода из строя и длительного простоя компрессоров. В частности, по статистике АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» 16 % неисправностей ЦК составляет выход из строя упорных подшипников, причем количество отказов растет по мере увеличения выходных параметров компрессорных машин. Это продиктовано тем, что рост единичной мощности и частоты вращения компрессоров приводит при эксплуатации к возрастанию статической и переменной составляющих осевой нагрузки. Местные пульсации высокого гидродинамического дав-

ления в сочетании с повышенной температурой могут привести к снижению механической прочности баббитового покрытия подушек и при достижении предела текучести необратимому разрушению поверхности. Именно развитие этих факторов, влияющих на качество работы УПС, часто приводит к остановке компрессорной машины. Обобщение классических уравнений гидродинамической теории смазки с учетом зависимости уравнений Рейнольдса, энергии, теплопроводности подвижного и неподвижного элементов от времени и осевого перемещения упорного диска позволит создать более совершенную математическую модель работы УПС при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин. Реализация модели позволит предсказать локализацию на рабочей поверхности подушек подшипника критических параметров давления и температуры.

### **Степень разработанности темы**

Исследования газодинамической неустойчивости компрессоров и системы «компрессор-сеть» и возникающей переменной газовой осевой силы ротора представлены в работах Казакевича В. В., Веселовского В. И., Измайлова Р. А., Старосельского Н. В., Колесинского Л. Д., Потапова Ю. А., Кононова С. В., Кустикова Г. Г., Соколинского Л. И., Нечаева Ю. Н. и Федорова Р. М., Гузельбаева Я. З., Евгеньева С. С., Ваняшова А. Д. и др.

Подшипники скольжения разных областей машиностроения в качестве опор вращающихся роторов изучаются на протяжении длительного времени из-за высокой практической значимости. Гидродинамическая теория смазки, на основных принципах которой строится изучение подшипников жидкостного трения и бесконтактных уплотнений, в конце XIX в. была заложена в работах Петрова Н. П., Рейнольдса О., Зоммерфельда А., Жуковского Н. Е., Чаплыгина С. А., Мичеля. Применительно к разным по конструкции и условиям работы подшипникам скольжения роторного оборудования эта теория получила развитие в трудах Левита Г. А., Коровчинского М. В., Коула Д. А., Core W. F., Dowson D., Камерона, Детинко Ф. М. и Жихаревича М. С., Эззата и Роде, Хана, Кетлборо, Токаря И. Я., Хановича М. Г., Трифонова Е. В. и Ямпольского С. Л., Подольского М. Е., Ахвер-

диева К. С., Максимова В. А., Хадиева М. Б., Хамидуллина И. В., Федотова Е. М., Савина Л. А., Полякова Р. Н., Прокопьева В. Н., Рождественского Ю. В., Хозенюка Н. А., Белоусова А. И., Фалалеева С. В., Nicholas J. C., DeCamillo S. M. и др. Динамически нагруженные подшипники скольжения с учетом переменности высоты рабочего зазора от времени под воздействием внешней неуравновешенной или технологической нагрузки были исследованы в трудах Lund J. W., Позняка Э. Л., Подольского М. Е., Токаря И. Я., Криони А. Д., Калинина Б. П., Олимпиева В. И., Чернина М. Е., Бургвица А. Г. и Завьялова А. Г., Шнеппа В. Б., Хамидуллина И. В., Савина Л. А., Соломина О. В., Корнеева А. Ю., Еркаева Н. В., Рабецкой О. И., Темиса М. Ю., Рождественского Ю. В., Задорожной Е. А., Сережкиной Л. П. и Зарецкого Е. И., Fillon M., He M., Byrne J. M., Cloud C. H. и др.

Описание условий работы подшипника скольжения подразумевает в себе учет нескольких важных факторов: распространение теплоты в смазочном слое и элементах подшипника, зависимость физических характеристик смазки (особенно вязкости) от температуры, термоупругая деформация рабочих поверхностей, формирование температуры смазки на входе в слой. Теоретические исследования подшипников в зависимости от полноты учета указанных факторов можно вести в следующих постановках: изотермная, изовязкая, адиабатная, термогидродинамическая, упругогидродинамическая, термоупругогидродинамическая (ТУГД) и периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД). Большинство исследований направлены на изучение опорных подшипников скольжения, поскольку они связаны с радиальной динамикой системы «ротор-подшипники скольжения». При этом математическая постановка авторов, как правило, упрощена и основывается на адиабатной теории, когда предполагается, что все выработанное тепло уносится смазкой без учета теплообмена со стенками элементов подшипника.

Дополнительный учет распространения теплоты смазочного слоя в элементы подшипника создает определенные математические трудности, решение которых требует применения современных численных методов. Существенная сложность решения заключена также в учете действительных процессов в межподушечных каналах (МПК) подшипника: после смешивания между подушками горя-

чей смазки предыдущей подушки и свежей смазки извне формируется температура на входе в последующую подушку. Поскольку конвективный поток по направлению вращения подвижного элемента является доминантным, эта температура оказывается определяющей для выходных локальных и интегральных характеристик подшипника скольжения. Как правило, такая температура исследователями либо вычисляется на основе упрощенного уравнения теплового баланса с переменным эмпирическим коэффициентом  $\lambda$  процента переноса горячей смазки, либо задается.

Несмотря на имеющийся научно-практический задел, **научной проблемой** остается отсутствие обобщенных методов расчета сопряженных термоупруго-гидродинамических процессов в смазочных слоях подушек и пограничных слоях межподушечных каналов упорного подшипника скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК, включая осевое перемещение и изменение частоты вращения во времени упорного диска. Это ограничивает возможность надежного прогнозирования отказов компрессорных машин. Для компрессоров при эксплуатации характерно изменение режимов их работы и осевой нагрузки в зависимости от функционирования системы «компрессор-сеть». Это изменение при колебаниях нагрузки может привести к касанию статорного и роторного элементов УПС и интенсивному «старению» смазки из-за высоких температур. Современным требованиям учета тепловых эффектов в слоях смазки и элементах подшипника и смешивания тепловых потоков в промежуточных маслоподающих каналах отвечает периодическая ТУГД теория.

### **Объект диссертационного исследования**

Упорный подшипник скольжения с самоустанавливающимися и неподвижными подушками центробежных и винтовых компрессоров.

### **Предмет диссертационного исследования**

Закономерности изменения локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик смазочных слоев подушек и пограничных слоев межподушечных каналов упорного подшипника скольжения в условиях нестационарных и установившихся режимов работы компрессора.

## **Цель исследования**

Развитие научно-технического направления, связанного с разработкой и совершенствованием методов расчета локальных и интегральных характеристик упорных подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров на основе математического моделирования сопряженных термоупругогидродинамических процессов в смазочных и пограничных слоях с учетом нестационарных и установившихся режимов нагружения.

**Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:**

1. Провести обзор конструкций центробежных и винтовых компрессоров и применяемых упорных подшипников; описать особенности нестационарных и установившихся режимов работы компрессорных машин. Определить характер изменения давления нагнетания и газовой осевой силы, действующей на УПС, при мягком помпаже (вращающемся срыве) и жестком помпаже ЦК.
2. Выполнить критический анализ существующих методов расчета подшипников скольжения, выявить математические ограничения, связанные с описанием сопряженных термоупругогидродинамических процессов в смазочных слоях и межподушечных каналах. Сформулировать требования к обобщенным методам расчета упорных подшипников при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК.
3. Разработать нестационарную математическую модель работы упорного подшипника ЦК и ВК в ПТУГД постановке, учитывающую влияние подушек друг на друга, тепловые состояния самих подушек и упорного диска на гидродинамические и тепловые процессы в смазочном и пограничном слоях при осевом перемещении и изменении угловой скорости вращения упорного диска в зависимости от времени.
4. Осуществить численную реализацию разработанной нестационарной ПТУГД модели. Результаты численной реализации оформить в виде расчетной программы, позволяющей работать в современных операционных

системах компьютера.

5. Провести расчетно-теоретические исследования и установить закономерности изменения локальных (распределение давлений, температур, изолиний зазора) и интегральных (несущая способность, потери мощности, расходы смазки, жесткость и демпфирование) термоупругогидродинамических характеристик УПС в зависимости от конструктивных и режимных параметров при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК: при пуске и остановке компрессора, при вращающемся срыве (мягкий помпаж) и жестком помпаже ЦК.
6. Спроектировать и изготовить экспериментальный стенд, который позволит изучить термоупругогидродинамические процессы, происходящие в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника ЦК. Оснастить стенд информационно-измерительным оборудованием для записи экспериментальных данных.
7. Провести экспериментальные исследования упорного подшипника ЦК с получением данных распределения и изменения давления и температуры в смазочных слоях подушек, потерь мощности и высоты рабочего зазора на нестационарных и установившихся режимах при перемещении (биении) упорного диска.
8. Провести проверку адекватности разработанной нестационарной ПТУГД модели упорного подшипника путем сравнения полученных на экспериментальном стенде данных физических экспериментов с результатами численных экспериментов, а также путем сравнения с данными других расчетных программ.
9. Усовершенствовать с помощью разработанной программы инженерную методику расчета локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик и выработать рекомендации для практики проектирования и изготовления УПС с точки зрения улучшения прогнозирования надежности их работы на разных режимах работы ЦК и ВК.
10. Внедрить созданные обобщенные методы расчета УПС и инженерную



методику в производство и проведение реинжиниринга узлов трения отечественных и иностранных ЦК и ВК, в том числе в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС), а также в учебный процесс кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ».

### **Соответствие исследования паспорту научной специальности**

Диссертация выполнена в соответствии с паспортом научной специальности 2.5.10 «Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы» ВАК Минобрнауки РФ (технические науки) и подпунктами 1, 2, 4.

### **Научная новизна:**

1. Разработана нестационарная трехмерная тепловая ПТУГД математическая модель работы упорного подшипника с самоустанавливающимися и неподвижными подушками, учитывающая нестационарные и установившиеся режимы работы центробежного и винтового компрессора при воздействии осевого перемещения, биения и изменения угловой скорости вращения упорного диска. Численно реализованная с некоторыми допущениями ПТУГД модель оформлена в виде программы Sm2px3Tхт, позволяющей рассчитывать локальные и интегральные термоупругогидродинамические характеристики упорного подшипника с неподвижными подушками компрессорной машины. На программу в Роспатенте получены свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020 и № 2024681330 от 09.09.2024.
2. Впервые предложены и реализованы в программе Sm2px3Tхт условия баланса массовых и тепловых потоков смазки в смазочном слое несущей подушки при  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$ , в пограничном слое межподушечного канала при  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$  и во всем элементе периодичности при  $0 \leq \varphi \leq \theta$  на основе уравнений Рейнольдса и неразрывности (сплошности).
3. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС с применением прямой задачи на нестационарных

режимах работы ЦК и ВК: осевое перемещение упорного диска в зависимости от времени  $\tau$  происходит по гармоническому закону (соответствует вращающему срыву или мягкому помпажу ЦК) или имеет пилообразную (релаксационную) форму (соответствует жесткому помпажу ЦК) при разных частотах и амплитудах перемещения. Отмечена инерционность тепловых процессов, при этом гидродинамический процесс устанавливается уже на 2-ом периоде.

4. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС при изменении угловой скорости вращения  $\omega$  упорного диска в зависимости от времени  $\tau$  на нестационарных режимах работы ЦК и ВК: при пуске, остановке и изменении режима работы компрессора при переходе с одной угловой скорости вращения на другую. Впервые проанализирован процесс выбега ротора при одновременном продолжающемся помпаже ЦК: обнаружено, что при длительном выбеге при  $\tau \geq 49$  с. возможно возникновение циклического разрежения давления на рабочей поверхности подушки.
5. Улучшено прогнозирование надежности работы компрессорных машин при нестационарных и установившихся режимах путем установления зависимости условного предела текучести на сжатие баббитового покрытия подушек УПС от совместного воздействия распределения температур и переменного гидродинамического давления. Для этого введен дополнительный ограничивающий параметр: функция уязвимости  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau) = \sigma_{-0,2}(T, N_u) - p(r, \varphi, \tau)$ , позволяющая учитывать запас надежности баббитового покрытия подушек подшипника и в целом компрессора.
6. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС на основе численных экспериментов программы Sm2px3T $\times$ t и путем сравнения с предыдущей версией программы Sm2px2T на установившихся режимах работы ЦК и ВК. Исследовано влияние вращающегося упорного диска и МПК на характеристики под-

шипника.

7. Исследовано тепловое состояние УПС на основе численных экспериментов программы Sm2px3Tхт при установившихся режимах работы ЦК и ВК. Представлены трехмерная картина распределения температур в элементах подшипника и соотношение тепловых потоков (за счет теплопроводности и конвекции) и диссипации механической энергии в смазочном и пограничном слоях. Исследовано влияние класса вязкости по ISO 3448 и температуры подачи смазки на локальные и интегральные характеристики подшипника. Подтверждено влияние упорного диска в качестве теплового аккумулятора при прохождении разных участков по нагреву слоев смазки.
8. Получены экспериментальные данные на специальном стенде: распределение гидродинамического давления (расхождение составило не более 14,52 %), температур подушки и потерь мощности на трение двустороннего УПС с неподвижными подушками при разных частотах вращения. Стенд представляет собой воздушную одноступенчатую центробежную компрессорную установку мультипликаторного типа.
9. Разработана усовершенствованная инженерная методика расчета УПС с неподвижными подушками с помощью программы Sm2px3Tхт, позволяющая рассчитывать более точные локальные и интегральные термоупругогидродинамические характеристики упорных подшипников на разных режимах работы центробежных и винтовых компрессоров.

#### **Теоретическая и практическая значимость**

1. Разработаны нестационарная трехмерная тепловая ПТУГД математическая модель и численная реализованная на ее основе программа Sm2px3Tхт для персонального компьютера, которая позволяет произвести теоретические исследования УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК при двух вариантах осевого перемещения и изменении угловой скорости вращения упорного диска. На программу в Роспатенте получены свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020 и № 2024681330 от 09.09.2024.

2. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС по результатам численных экспериментов программы Sm2px3Tht, характеризующих его работу при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин. Переменное нагружение подшипника продиктовано нестационарным течением смазки в смазочном и пограничном слоях при осевом перемещении упорного диска на помпаже ЦК и/или нестационарных режимах (пуск, остановка, переход с одной частоты вращения на другую).

3. Программа Sm2px3Tht помимо традиционных минимальной толщины и максимальной температуры смазочного слоя позволяет рассчитать распределение третьего ограничивающего работу подшипника скольжения параметра – функцию уязвимости, представляющую собой разницу  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  между пределом текучести баббитового покрытия и возникающим гидродинамическим давлением. Она характеризует запас надежности рабочей поверхности подушек упорного подшипника и в целом компрессора посредством определения локальной области наиболее вероятного разрушения покрытия подушек.

4. Выработаны рекомендации к проектированию и конструктивному оформлению УПС компрессорных машин, требования к материалам и технологии нанесения антифрикционного баббитового покрытия на подушки. На некоторые конструкции упорного и опорных подшипников скольжения получены патенты РФ: № 2538494 от 10.01.2015, № 2688550 от 21.05.2019, № 2842374 от 25.06.2025.

5. Разработана усовершенствованная инженерная методика расчета новых конструкций УПС с неподвижными подушками с помощью программы Sm2px3Tht с учетом режимов работы ЦК и ВК и рекомендованы соотношения геометрических величин при проектировании.

6. Рассмотрена технология проведения реинжиниринга существующих конструкций УПС отечественных и иностранных компрессоров: алгоритм реинжиниринга, технические и технологические особенности проектирования, измерительное оборудование и программное обеспечение.

### **Методология и методы исследования**

Для описания принципов работы упорного подшипника скольжения ЦК и

ВК использовался метод математического моделирования, который включает в себя известные и широко используемые уравнения гидродинамической теории смазки (Рейнольдса и энергии и др.), имеющие оригинальную форму и полученные путем строгого вывода. При выводе уравнений проводилась критериальная оценка порядка малости каждого члена уравнений согласно методу Слезкина-Тарга. Уравнения ПТУГД модели сформулированы на основе фундаментальных законов сохранения массы (уравнение неразрывности), количества движения (Навье-Стокса) и энергии. При разработке численных алгоритмов реализации математической модели применялись методы конечных элементов, сумматорных тождеств и предельный разрывной метод Петрова-Галеркина, а при решении дискретизованных задач – итерационные методы, например, декомпозиции областей. Верификация модели проводилась путем сравнения с известными методиками расчета (инженерная) и лицензионной программой расчета, а также путем сравнения с экспериментальными данными на стенде. При снятии показаний использовались экспериментальные методы исследования режимов работы УПС и ЦК.

**Степень достоверности** полученных результатов обеспечивается: 1) использованием современных аттестованных измерительных средств, прошедших метрологическую проверку, анализом точности измерений; 2) применением фундаментальных законов и уравнений; 3) исследованием численных результатов программы Sm2px3Tхт путем решения модельных задач; 4) удовлетворительным сравнением результатов численного решения программы Sm2px3Tхт с собственными воспроизводимыми экспериментальными данными и с результатами решения других программ и методик расчета упорных подшипников схожей конструкции.

### **Основные положения диссертации, выносимые на защиту:**

1. Нестационарная трехмерная тепловая ПТУГД математическая модель течения жидкости в смазочном и пограничном слоях УПС при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК. Нестационарность выражена осевым биением и/или перемещением упорного диска вдоль оси ротора компрессора в случае помпажа ЦК, а также изменением угло-

вой скорости вращения диска ротора компрессорной машины. Модель учитывает взаимное влияние соседних подушек и трехмерное распространение теплоты во всех элементах подшипника, а также разное исполнение подушки (самоустанавливающаяся или неподвижная с разным профилированием рабочей поверхности).

2. Закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками на нестационарных режимах работы ЦК и ВК: при перемещении упорного диска вдоль оси ротора по гармоническому закону (соответствует режиму вращающегося срыва или мягкого помпажа ЦК) и по закону пилообразных (релаксационных) колебаний (соответствует режиму развитого помпажа ЦК), а также при изменении угловой скорости вращения упорного диска.
3. Закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками на установившихся режимах работы ЦК и ВК с помощью разработанной программы Sm2px3Tхт. Программа построена на основе численной реализации ПТУГД модели при принятии некоторых допущений, в частности рассматриваются характеристики неподвижной несущей подушки.
4. Результаты численных исследований теплового состояния УПС с неподвижными подушками на установившихся режимах работы ЦК и ВК с помощью разработанной программы Sm2px3Tхт: распространение теплоты во всех его элементах, влияние подачи смазки с разной температурой и классом вязкости по ISO 3448. Выполнение подобного анализа позволяет выполнить трехмерная постановка тепловых процессов ПТУГД модели.
5. Результаты проверки адекватности ПТУГД модели с разными граничными условиями работы упорного подшипника путем сравнения с результатами других расчетных программ, а также путем сравнения с данными физических экспериментов упорного подшипника в стендовых условиях на центробежном компрессоре.

6. Усовершенствованная инженерная методика расчета с помощью разработанной программы Sm2px3Tхт локальных и интегральных термоупруго-гидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками с учетом разных режимов работы ЦК и ВК.
7. Требования и алгоритм проведения реинжиниринга упорных подшипников скольжения иностранных компрессоров, описание технического оборудования и программного обеспечения для разработки конструкторской документации в процессе реинжиниринга.

### **Апробация работы**

Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на Межд. учебно-научно-практич. конф. «Трубопроводный транспорт» (Уфа, УГНТУ, 2016, 2018 гг.); МНТК по компрессорной технике (Казань, АО «НИИ-турбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», 2017, 2019, 2024 гг.); МНТК «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы» (Казань, КНИАТ, 2018, 2019, 2022 гг.); VIII МНТК «Актуальные проблемы морской энергетики» (СПб, СПбГМТУ, 2019 г.); МНТК «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» (Омск, ОмГТУ, 2020, 2021, 2024, 2025 гг.); МНТК «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, Самарский ун-т им. С. П. Королева, 2021, 2023, 2025 гг.); XI МНТК молодых спец. «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин» (Казань, АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», 2022 г.); Межд. конф. «Сеточные методы для краевых задач и приложения» (Казань, К(П)ФУ, 2018, 2020 гг.); XXXV Межд. науч. конф. «Математические методы в технике и технологиях» (Ярославль, ЯГТУ, ЯрГУ, Академия Пастухова, 2022 г.); XXX Всерос. науч. конф. «Нелинейные дни в Саратове для молодых» (Саратов, СГУ, 2023 г.); Межд. конф. «Дифференциальные уравнения и их приложения» (Казань, К(П)ФУ, 2024 г.); XIV научно-практич. конф. молодых учен. и спец. «Новые направления и тренды инновационной деятельности на предприятиях газовой промышленности» (Казань, КНИТУ, 2024 г.); Всерос. науч. конф. с международным участ. «Актуальные проблемы механики сплошной среды» (Казань, К(П)ФУ, 2025 г.); Всерос.

науч. конф. «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» в рамках III Межд. конгресса «Русский инженер» (Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2025).

### **Личный вклад автора**

Автором сформулирована научная проблема, цель и задачи исследования, выполнен анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований: разработана нестационарная периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель; проведены все численные исследования упорного подшипника при нестационарных и установившихся режимах работы компрессора; предложены усовершенствованная инженерная методика расчета упорного подшипника, рекомендации по его проектированию, конструктивному оформлению и применяемым материалам. Разработан алгоритм реинжиниринга существующих образцов УПС. Автор также участвовал в отладке программы Sm2px3Tht в процессе численной реализации модели. Под руководством автора в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд, представляющий собой одноступенчатый центробежный компрессор. Совместно с сотрудниками кафедры «Компрессорные машины и установки» (с 2024 г. соврем. кафедра «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ») проведены монтаж стенда и отладка его технических систем и системы автоматизации и выполнены на стенде экспериментальные исследования двустороннего УПС. Автором разработаны в соавторстве, оформлены и получены патенты на изобретение конструкций упорного и опорных подшипников и свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ.

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано 50 научных печатных работ, из них 18 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 10 в изданиях, индексируемых в Scopus и WoS, получены 3 патента на изобретение и 2 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

### **Структура и объем работы**

Диссертация состоит из двух томов. Том 1 содержит введение, главы 1-4. Том 2 содержит главы 5-9, заключение, список литературы и приложение. Пол-



ный объем диссертации составляет 601 страница с 229 рисунками и 38 таблицами (Том 1 – 258 с., Том 2 – 343 с.). Список литературы содержит 351 наименование.

### **Благодарности**

При выполнении данной работы автору оказали неоценимую помощь коллеги с кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» ФГБОУ ВО «КНИТУ» Максимов Т. В., Орлов В. Л. и др. и кафедры «Прикладная математика и искусственный интеллект» ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) Федеральный Университет», а также к.т.н. Хамидуллин И. В. В процессе проведения экспериментальных исследований на кафедре НКТТ постоянную техническую помощь автор получал от АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» под руководством Директора по импортозамещению и локализации ООО «УК «Группа ГМС», к.т.н. Ибрагимова Е. Р. Особую благодарность за многолетнюю поддержку и наставничество выражаю моему консультанту, доктору технических наук, профессору Хадиеву Муллагали Бариевичу. Работа также посвящена памяти к.т.н. Хайсанова В. К., учителя Куклаева Н. В., заслуженного учителя школы РСФСР Батмановой В. Н. и Соколовой Н. Н.

# ГЛАВА 1 РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В данной главе описываются нестационарные и установившиеся режимы работы центробежных и винтовых компрессоров, рассматриваются типовые конструкции применяемых в них упорных подшипников скольжения с неподвижными и самоустанавливающимися подушками и основные требования к существующим конструкциям.

## **1.1 Нестационарные и установившиеся режимы работы компрессоров**

Компрессорными машинами или компрессорами называют машины, предназначенные для повышения давления и перемещения различных по составу газов либо их смесей. Согласно общепринятому ГОСТ 28567-90 [1] компрессоры относят к машинам энергетического типа, в которых повышение давления газа происходит в результате увеличения или преобразования энергии газа посредством подвода механической энергии двигателя [2].

Компрессорное оборудование относится к области машиностроения, получившей широкое распространение на практике. Компрессоры используются в газовой промышленности при транспортировке газа на расстояния и закачке газа в подземные хранилища (ПХГ), находят применение при производстве сжиженного природного газа (СПГ) и в технологических процессах газопереработки, при утилизации попутного нефтяного газа (ПНГ), относящемся к нефтяной промышленности, при тепло- и электроснабжении природных месторождений, в химической и металлургической промышленности, в производстве электроэнергии и в горнорудной промышленности. Они также применяются в строительстве, автомобильном и воздушном транспорте, морских судах и платформах, холодильной технике, пищевой промышленности и сельском хозяйстве. В зависимости от области применения и возложенных на них функций компрессоры исполняются различными по конструкции с разным принципом действия.

Классификацию компрессоров можно выполнить по различным признакам (рисунок 1.1): по принципу действия, по отношению давлений, по области

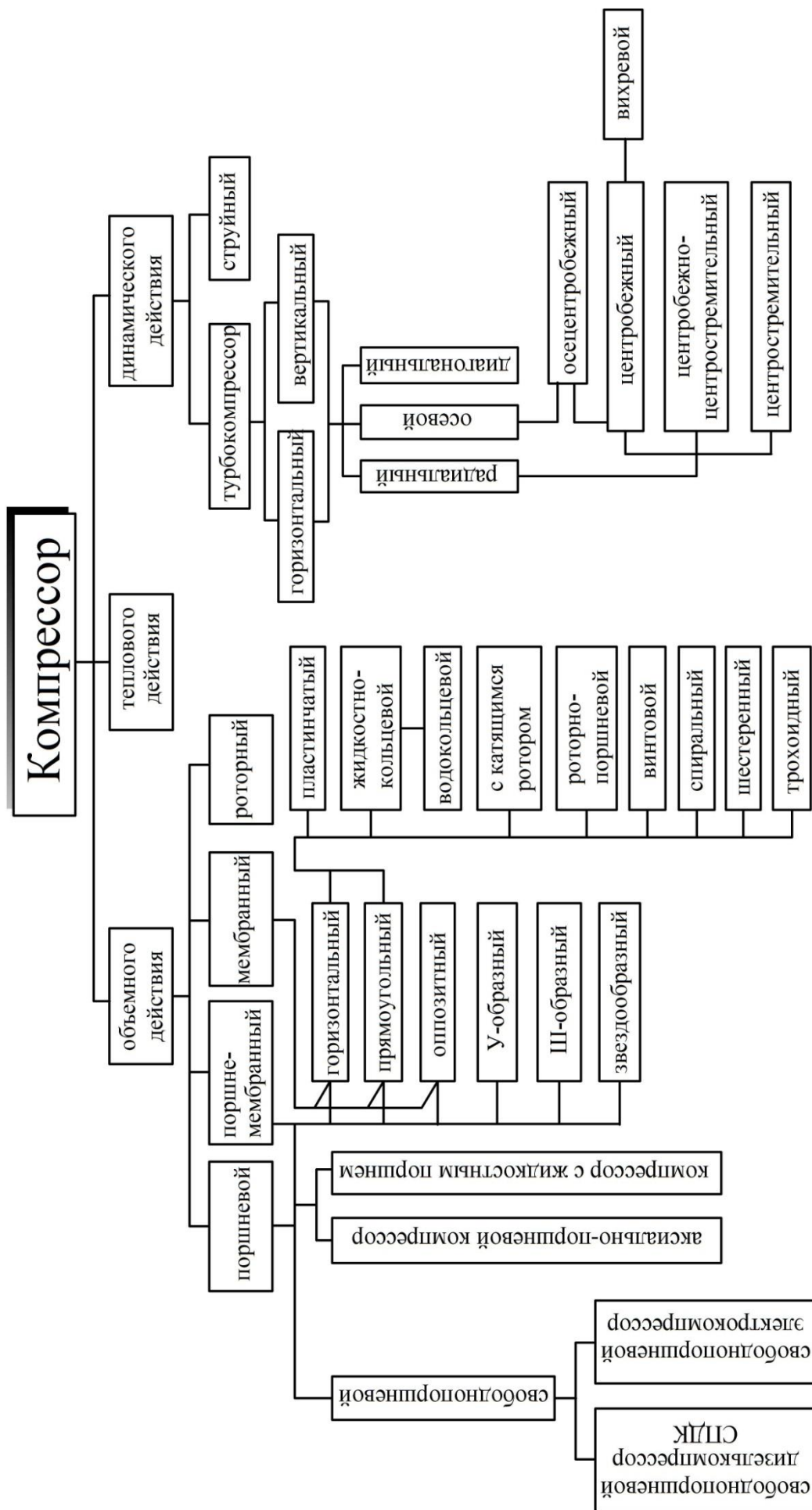


Рисунок 1.1 – Схема классификации компрессоров по принципу действия и основным конструктивным признакам [1, 3]

применения и по исполнению конструкции. По принципу действия (компримирования газа) различают компрессоры *объемного действия*, когда повышение давления происходит за счет уменьшения замкнутого объема (поршневые, винтовые, роторные и др.), и *динамического действия*, когда повышение давления происходит за счет преобразования кинетической энергии газа, получаемой им в межлопаточных каналах вращающихся рабочих колес, в потенциальную путем замедления потока в рабочих колесах и расположенных за ними диффузорах, направляющих аппаратах или выходных устройствах (осевые, центробежные, вихревые, диагональные и др.).

Центробежные и винтовые компрессоры нашли широкое применение в различных областях промышленности, где требуются долговечность и простота обслуживания [3, 4]. Благодаря ЦК происходит плавное повышение давления без пульсаций с минимальным загрязнением газа. Они отличаются высокой производительностью и энергоэффективностью. Однако, ЦК относятся к компрессорам динамического действия радиального или осерадиального типа [2, 4, 5], одним из недостатков которых является склонность к возникновению недопустимых режимов работы, при которых происходит потеря глобальной устойчивости течения газа в системе «компрессор – сеть»: это помпаж и предшествующий ему высокочастотный вращающийся срыв [6-8]. ВК отличаются гибким регулированием производительности, компактностью и простотой монтажа.

Компрессорная машина при проектировании, как правило, рассчитывается на заданный заказчиком номинальный режим так, чтобы обеспечить по возможности максимально эффективную работу компрессора. Однако машина, приводящаяся в действие двигателем через систему муфт и передач, отдельные элементы которой движутся с различными скоростями, работает не только на номинальном режиме. При этом в центробежных и винтовых компрессорах протекают различные процессы: электрические, механические, гидромеханические, термогазодинамические и тепловые. Указанные процессы в компрессорных машинах и их элементах протекают одновременно с различными скоростями. По характеру протекания во времени эти процессы разделяются на следующие типы [8]:

- 1) стационарные;
- 2) нестационарные;

- 3) установившиеся;
- 4) неуставившиеся (или переходные).

*Стационарными* называются процессы, не зависящие от времени. Процессы, зависящие от времени, называются *нестационарными*. *Установившимися* называются процессы, происходящие с постоянной амплитудой во времени, а также могут быть периодическими (нестационарными). Эти процессы являются квазистационарными и при стремлении амплитуды к нулю стремятся к стационарным процессам.

*Неуставившиеся (или переходные) процессы* – это процессы перехода из одного установившегося состояния в другое, т. е. они являются нестационарными, происходящими в сети и компрессорной установке. Переходные процессы, протекающие в центробежных и винтовых КУ и их элементах, играют существенную роль, например, при пуске агрегатов, работе их в установившемся режиме, при переходе с одного режима на другой и остановке. При неправильной организации этих процессов ЦК может попасть в недопустимые режимы, например во вращающийся срыв, помпаж и др. При возникновении нестационарных переходных процессов проявляются динамические свойства как сети, так и КУ. При их протекании необходимо добиваться, чтобы компрессорная машина работала в области рабочих режимов и не попадала в зону недопустимых режимов, например помпажа ЦК и др.

Процессы перехода от одного установившегося состояния газовой сети к другому наблюдаются при включении компрессоров в сеть, содержащую инерционность и емкость, а также при отключении компрессоров от сети. Переходные процессы возникают также при изменении характеристик компрессоров, например при изменении частоты вращения ротора ЦК и при подключении активных или реактивных сопротивлений к участкам таких сетей, т. е. при изменении характеристики сети нагнетания. Переходные процессы всегда связаны с изменением суммы кинетической энергии в кинематической цепи центробежных и винтовых КУ и общего запаса энергии в газовой сети. Как только сумма кинетической энергии и общий запас энергии прекращают изменяться, переходный процесс заканчивается. Физической причиной возникновения переходных процессов явля-

ется невозможность мгновенного изменения потенциальной и кинетической энергии, запасенной в роторах ЦК или ВК и газе, накопленном в емкостях.

Нестационарный переходный процесс, возникающий после включения ЦК и ВК, является результатом сложения вынужденных колебаний (колебаний установившегося режима) и затухающих свободных колебаний, возникающих в контуре в момент включения.

В диссертационной работе рассматриваются следующие нестационарные режимы работы компрессорных машин:

- режимы вращающегося срыва и помпажа центробежного компрессора;
- переходные режимы пуска, изменении частоты вращения и остановки центробежного или винтового компрессора.

Рассмотрим термогазодинамическую характеристику центробежного компрессора и сети нагнетания (рисунок 1.2). При работе компрессора с заданной, например номинальной  $n=n_{ном}$ , частотой вращения ротора увеличение сопротивления сети (при закрытии задвижек на линии всасывания или нагнетания, уменьшении забора газа потребителем) приводит к уменьшению объемного расхода  $V$  газа. Линия ЛК, указывающая графическую зависимость отношения давлений  $\pi$  компрессора от его производительности  $V$ , называется его *определяющей напорной характеристикой*. Производительность компрессора равна расходу газа через сеть при одинаковых условиях.

Когда расход газа опускается ниже определенного минимального (помпажного) значения  $V = V_n$ , а отношение давлений  $\pi = \pi_n$  поднимается выше максимального уровня, ЦКУ вначале входит в режим вращающегося срыва, а затем и в помпаж. *Линия помпажа ЛП*, объединяющая совокупность точек при различных частотах вращения ротора, разделяет область характеристики центробежного компрессора на две основные зоны:

1) *зона стационарной работы* компрессора, в которой производительность и отношение давлений при установившемся режиме остается постоянной (правая часть характеристики);

2) *зона нестационарной работы* компрессора, которая характеризуется периодически изменяющейся (помпажной) производительностью и отношением давлений при установившемся режиме (левая часть характеристики).

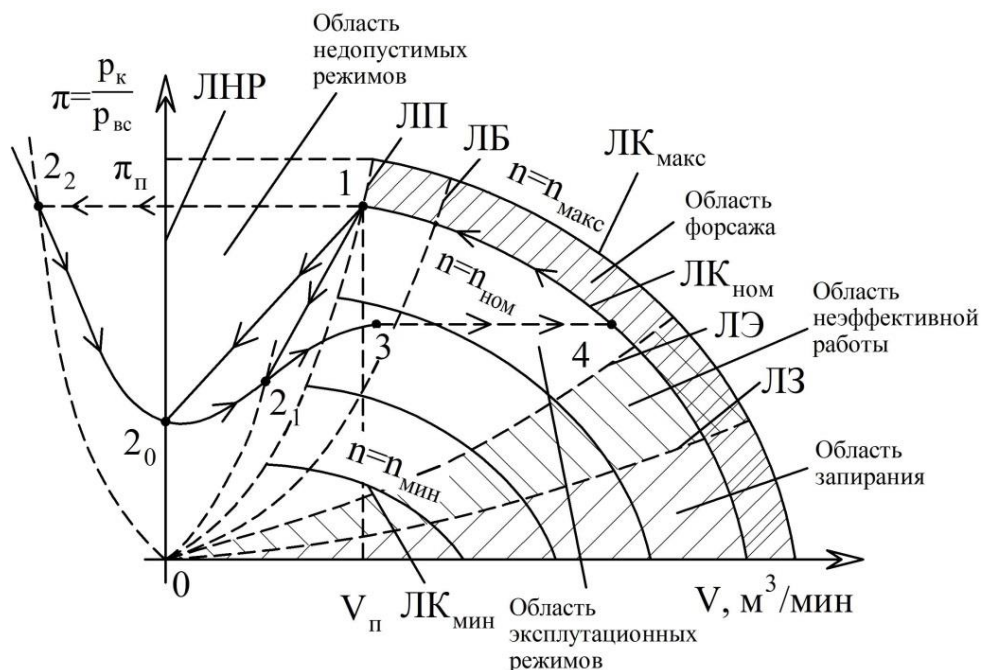


Рисунок 1.2 – ТГД характеристика ЦК и сети: ЛК – линии характеристик компрессора; ЛНР – линия нулевого расхода; ЛП – линия помпажа, ЛБ – линия безопасности или антипомпажного регулирования, ЛЭ – линия эффективности; ЛЗ – линия запираания [8]

Величины производительности  $V_n$  и отношения давлений  $\pi_n$ , принимающие эти критические (предельные) значения, называются помпажными. Таким образом, в этой точке происходит коренное изменение течения газового потока в проточной части и работе центробежного компрессора. При дальнейшем уменьшении производительности компрессора  $V < V_n$  происходит резкое уменьшение отношения давлений, и режим работы компрессора скачком переходит из точки 1 в точку 2. В зависимости от количества газа, прорывающегося обратно, точка 2 на характеристике компрессора может оказаться как на первом квадранте  $2_1$  или на линии нулевого расхода  $2_0$ , так и во втором квадранте  $2_2$ . Причем режим работы компрессора в точке 2 может быть как устойчивым, так и неустойчивым.

Если режим работы компрессора переходит во второй квадрант в точку  $2_2$  (так называемый полный прорыв), то, как правило, работа компрессора в этой точке неустойчива, и режим его работы перемещается вдоль характеристики в сторону уменьшения отрицательного расхода. В дальнейшем расход газа через компрессор становится равным нулю. Если в этом режиме (точка  $2_0$ ) течение газа в компрессоре оказывается устойчивым, то компрессор остается работать в этом

режиме. Работа компрессора в нулевом режиме сопровождается отсутствием низкочастотного шума, и в машинном зале наступает тишина. При этом слышится высокочастотный шум в виде свиста. В этом режиме компрессор начинает нагреваться, так как при нулевом расходе газа практически отсутствует его охлаждение. Если же в этом режиме течение газа в компрессоре оказывается неустойчивым, то перемещение режима вдоль характеристики продолжается до точки  $2_1$ . В режим  $2_1$  компрессор может попасть как через точки  $2_2$ ,  $2_0$ , так и напрямую из точки 1.

Если компрессор в точке  $2_1$  работает устойчиво, то через него протекают два потока: *прямой*, равный производительности  $V_1$ , и *обратный*, равный разности производительности  $(V_1 - V_2)$  компрессора. Особенно такой режим поддерживается при работе компрессора с сетью с противодавлением, которое характеризуется возможностью входа в нестационарную (помпажную) зону в процессе работы. Источником противодавления на практике может быть колонна синтез-газа, параллельная работа нескольких компрессоров в общую сеть газоперекачивающих агрегатов, газоохладитель после каждой ступени мультипликаторного ЦК и др. Суммарная производительность компрессора, состоящая из двух потоков, будет равна  $V_2 = V_1 - (V_1 - V_2)$ . Обратный поток газа в компрессоре рабочего колеса по отношению к его лопаткам располагается на его тыльной стороне, а прямой поток – с рабочей стороны. Однако в этом режиме из-за соприкосновения встречных потоков компрессор работает с повышенным уровнем шума и греется. На его агрегаты, узлы и детали действуют повышенные нагрузки.

Если компрессор в точке  $2_1$  работает неустойчиво, то режим его работы перемещается вдоль характеристики до точки 3. Так как в этой точке характеристика компрессора разрывается, что связано с прекращением прорыва обратного потока, режим работы компрессора скачком переходит в точку 4. В дальнейшем режим компрессора, перемещаясь по линии напорной характеристики, из точки 4 возвращается в точку 1.



Подача компрессора, работающего в установившемся циклическом режиме 1-2<sub>1</sub>-3-4-1 или 1-2<sub>2</sub>-2<sub>0</sub>-2<sub>1</sub>-3-4-1, носит пульсационный характер, т. е. его производительность и отношение давлений становятся периодически устойчиво изменяющимися во времени. Работа компрессора в таком режиме называется *помпажом*. Энергия, выделяемая при помпаже, определяет, по какому из циклов происходит колебательный процесс. Чем большая энергия накапливается сетью при прямом потоке газа и освобождается при обратном потоке, тем большая энергия выделяется в виде тепла.

Помпаж характеризуется тем, что компрессор осуществляет подачу газа в сеть периодически (с колебаниями расхода), в проточной части компрессора происходят срывные явления, ротор вращается с изменениями частоты, потребляемая мощность компрессора значительно меняется во времени. При этом развиваются колебания всей массы газа, заполняющего компрессор и сеть. Частота этих колебаний составляет ~0,25...10 Гц. Это приводит также к существенному нагреву компрессора, значительным колебаниям ротора в осевом и радиальном направлениях, выходу из строя, в первую очередь, подшипников и уплотнений с последующим задеванием колес о статорную часть, а в крайних случаях разрушением колес и даже корпуса. Поэтому работа ЦК в режиме помпажа недопустима. В условиях компрессорных станций причинами помпажа могут являться ошибочная перестановка кранов обвязки компрессоров или задержка в их срабатывании. Помпаж может возникнуть при уменьшении объемного расхода из-за сокращения расхода газа потребителями или при несанкционированной остановке машин на следующей станции при работе в магистраль.

При расчете термогазодинамических характеристик ступеней и всего компрессорного агрегата рассчитывается *точка* или *линия помпажа ЛП*. Она обязательно проверяется при газодинамических испытаниях ЦК на модельном или реальном газе. Таким образом, работа ЦК левее линии ЛП как в устойчивых режимах 2<sub>0</sub>, 2<sub>1</sub>, так и при помпаже, недопустима.

В зоне стационарной работы компрессора правее линии ЛП (правая часть характеристики) следует выделять *линию безопасности ЛБ*, которая иногда назы-

вается линией антипомпажного регулирования, *линию эффективной работы ЛЭ*, где коэффициент полезного действия КПД компрессора остается приемлемым, *линию запираания ЛЗ*, правее которой характеристика компрессора практически вертикальна, что связано со значительным возрастанием скорости воздуха. Приближение его к местной скорости звука в одном из элементов проточной части компрессора, как правило, приводит к «запиранию» канала выходного аппарата последней ступени.

В зоне стационарной работы компрессора следует выделять *линии ЛК*, определяющие характеристики компрессора при разных заданных частотах вращения его ротора  $n_k$ . Линия  $ЛК_{мин}$  ограничивает характеристику компрессора снизу, когда частота вращения ротора компрессора равна  $n_{мин}$ . Такое ограничение может присутствовать при работе компрессора с сетью с противодавлением либо в составе сложного компрессорного агрегата [4]. Линия  $ЛК_{ном}$  задает характеристику компрессора при номинальной частоте вращения ротора  $n_{ном}$ . Линия  $ЛК_{макс}$  задает характеристику компрессора при максимальной частоте вращения ротора  $n_{макс}$ . Как правило, эта линия ограничивает работу компрессора в форсажном режиме, когда компрессор используется кратковременно для проведения пневмоиспытаний (опрессовки) газопроводов.

Линии ЛБ,  $ЛК_{ном}$ , ЛЭ,  $ЛК_{мин}$  из зоны стационарной работы компрессора выделяют область эксплуатационных режимов. При эксплуатации в пределах этой области в зависимости от требований потребителя компрессор может работать в любом режиме. При переходе с одного режима на другой происходит нестационарный переходный процесс. При неправильном управлении переходным процессом режим работы компрессора может выйти из области эксплуатационных режимов на короткое или длительное время с последующим возвратом в эту область.

Поведение центробежного нагнетателя при изменении режима работы компрессорной станции исследовалось Доброхотовым В. Д. и Михалевым В. П. [9]. Отмечается необходимость определения времени переходного процесса, а также скорости изменения параметров на КС и участках газопровода для решения ряда

The graph plots pressure  $p_K$  (Pa) on the vertical axis against the volume of gas  $V_H$  (m³/min) on the horizontal axis. Several isotherms are shown, labeled  $n_1, n_2, n_3, n_4, n_K$ , representing different gas volumes. A dashed line labeled  $\text{ЛП}$  (Lip) is also present. Key points on the curves are marked:  $PT_1$  and  $PT_1'$  on curve  $n_1$ ;  $PT_2$  and  $PT_2'$  on curve  $n_2$ ;  $PT_3$  and  $PT_3'$  on curve  $n_3$ ; and  $PT_K$  on curve  $n_K$ . Points  $C_1$  and  $C_2$  are also marked on curves  $n_1$  and  $n_2$  respectively.

Сети с противодавлением обладают одним коварным свойством [4, 10], которое характеризуется возможностью входа в нестационарную (помпажную) зону в процессе работы. Для примера рассмотрим две характеристики сети  $C_1$  и  $C_2$  на рисунке 1.4. При характеристике сети  $C_1$  при снижении частоты вращения ротора с  $n_1$  до  $n_k$  рабочая точка проходит соответствующие положения от  $РТ_1$  до  $РТ_k$ , не входя в зону помпажа. Однако при характеристике сети с противодавлением  $C_2$  с наклоном к оси абсцисс при снижении частоты вращения  $n_1$  до  $n_k$  рабочая точка  $РТ'_1$ , последовательно перемещаясь с частоты вращения менее  $n_3$ , попадает в зону

помпажа. Приведенные выше характеристики сети  $C_1$  и ЦК называются *статическими* и соответствуют стационарному режиму работы компрессора. *Динамическая* характеристика сети нагнетания  $C_2$  может возникнуть при режимах пуска, остановке и резкого изменения режима. Если резко уменьшить подачу компрессора  $P_k$ , например резко снизив частоту вращения  $n$ , то эта сеть нагнетания на определенный период времени будет выступать в качестве сети с противо-давлением  $C_2$  (рисунок 1.4) в зависимости от начального давления, объема емкости, скорости истечения газа из емкости на нагнетании и скорости снижения частоты вращения. Таким образом, характеристика сети из вида  $C_1$  превращается в сеть с характеристикой  $C_2$  на время нестационарного процесса. В [10] рассмотрены два примера работы ЦКУ на переходных режимах: во время остановки под нагрузкой воздушного мультипликаторного ЦК «Аэроком» и при снижении частоты вращения компрессора синтез-газа. В обоих случаях компрессоры вышли из области эксплуатационного режима и попали в зону помпажа. Поэтому при исследовании переходных процессов необходимо определить время переходных процессов и скорость их безопасного проведения.

Таким образом, помпаж можно описать как периодические и самоподдерживающиеся срывные пульсации релаксационного характера значительного объема газа с нагнетания на всасывание проточной части центробежной КУ и, следовательно, существенные колебания давления нагнетания  $p_k$  и осевой нагрузки  $F$  с повышением общего температурного уровня газового тракта. Этот режим возникает при снижении производительности компрессора ниже определенного минимального уровня, повышении давления нагнетания  $p_k$  (отношения давлений ЦК  $\pi = p_k / p_n$ ) и вхождении потока газа на решетку лопаток рабочего колеса 2 (рисунок 1.5) и лопаточного диффузора ЦК с положительным углом атаки  $i = \beta_{1л} - \beta_1$  [4, 7, 11-13]. На расчетном режиме (рисунок 1.6а) угол входа  $\beta_1$  относительной скорости  $\beta_1$  совпадает с углом лопаток рабочего колеса  $\beta_{1л}$  ( $i = 0$ ): потери кинетической энергии в межлопаточном канале оказываются минимальными. Снижение расхода газа и проекции скорости  $c_{1r2}$  приводит к уменьшению уг-

ла  $\beta_1$  относительной скорости  $w_1$  (рисунок 1.6б), в результате чего угол атаки становится положительным. На вогнутой рабочей стороне лопатки возникает срыв потока газа. При больших углах  $i$  образовавшийся вихрь заполняет рабочий канал и уменьшает живое сечение транзитного потока газа. Когда вихрь достигает входной кромки лопатки, он теряет свою устойчивость. При этом он либо выбрасывается во входную горловину рабочего колеса периодически порциями, либо разрушается и образует с тыльной стороны лопатки «туннель» для обратного потока газа [13]. Увеличение расхода газа (и  $c_{1r2}$ ) приводит к росту угла  $\beta_1$  (рисунок 1.6в), и угол атаки становится отрицательным. Основной поток оттесняется вихрем, при этом живое сечение транзитного потока вблизи вихря уменьшается. В связи с увеличением расхода и уменьшением живого сечения скорость потока резко возрастает. Скорость потока в наиболее узком сечении может достигать скорости звука, при котором происходит заклинивание рабочего колеса.

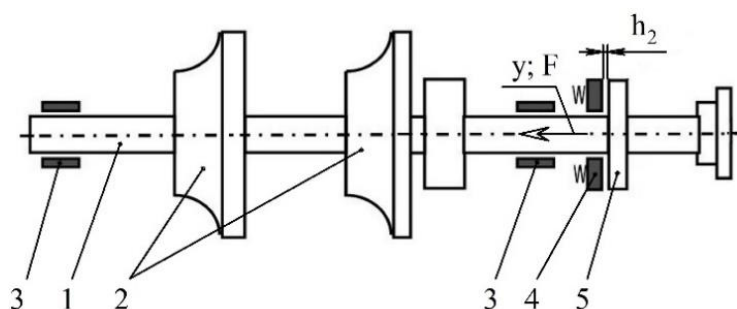


Рисунок 1.5 – Схема роторной части центробежного компрессора: 1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3, 4 – опорный и односторонний упорный подшипники скольжения; 5 – упорный диск;  $h_2$  – рабочий зазор;  $F$  – осевая нагрузка

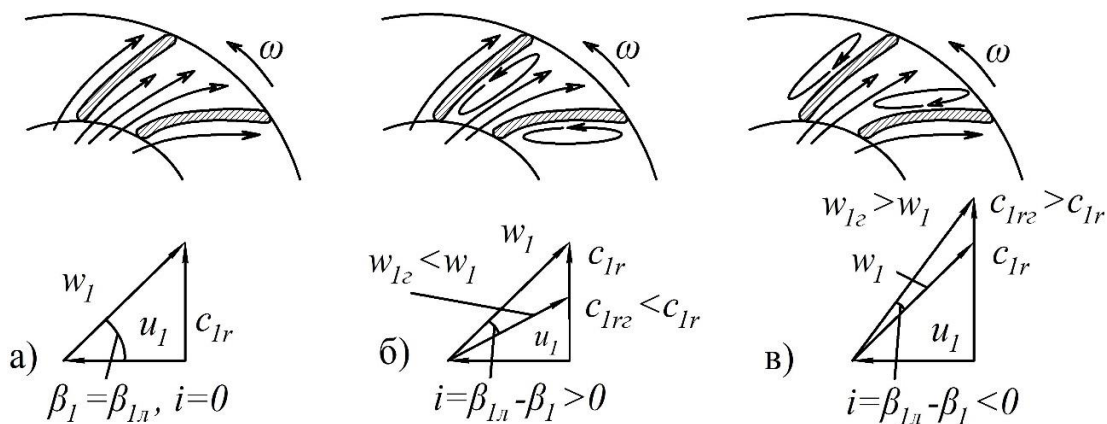
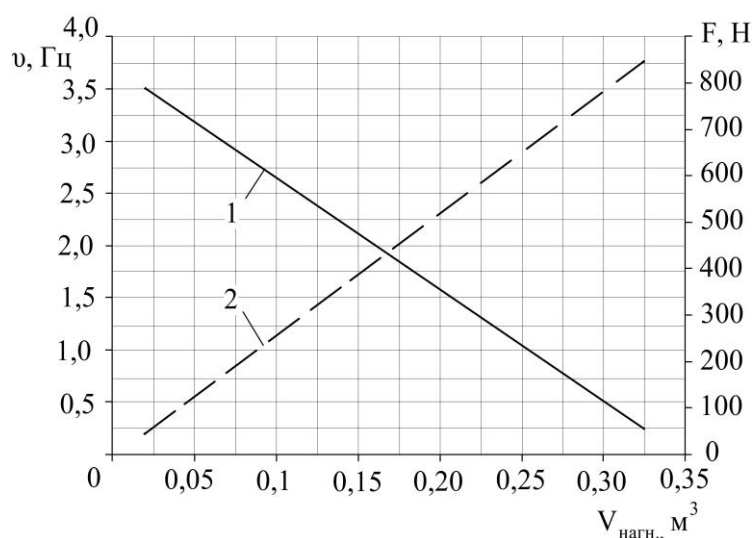


Рисунок 1.6 – Обтекание газа лопаток рабочего колеса ЦК при неизменной частоте вращения и разной производительности:  
а – расчетный режим ( $i=0$ ); б – уменьшенный расход газа ( $i>0$ );  
в – увеличенный расход газа ( $i<0$ )

Частота и амплитуда колебаний сжимаемого газа при помпаже зависит от сочетания режимных параметров конкретного ЦК и параметров внешней системы: в первую очередь от объема трубопровода сети нагнетания после компрессора для заполнения, частоты вращения ротора и производительности компрессора [4, 6, 14]. Например, на рисунке 1.7 показана полученная С. R. Sparks [14] экспериментальная зависимость измеренной частоты и амплитуды осевой силы помпажа от объема нагнетания трубопровода (от фланца нагнетания компрессора до обратного клапана) для воздушного компрессора низкого давления при частоте вращения  $n = 9000 \text{ мин}^{-1}$ . Из графиков видно, что уменьшение объема нагнетания приводит к значительному линейному увеличению частоты помпажа с  $\nu = 0,25 \text{ Гц}$  до  $3,5 \text{ Гц}$ , а увеличение объема в свою очередь приводит к линейному возрастанию колебаний осевой силы. При этом в исследованиях Веселовского В. И. [6] указано, что зависимости частоты  $\nu$  и амплитуды  $\Delta p$  пульсаций давления нагнетания при помпаже ЦК от объема внешней сети  $W_k$  носят гиперболический характер (рисунок 1.8).



*Рисунок 1.7 – Зависимости частоты помпажа и осевой силы (двойная амплитуда) ЦК от объема нагнетательного трубопровода: 1 – частота, 2 – осевая сила [14]*

В результате помпажа ЦК происходит резкое изменение энергетического баланса компрессорной системы, что оказывает влияние на остальные параметры ЦК – частоту вращения, ток электропривода (потребляемую мощность компрессорного агрегата), радиальную и осевую вибрацию. Это объясняется колебаниями

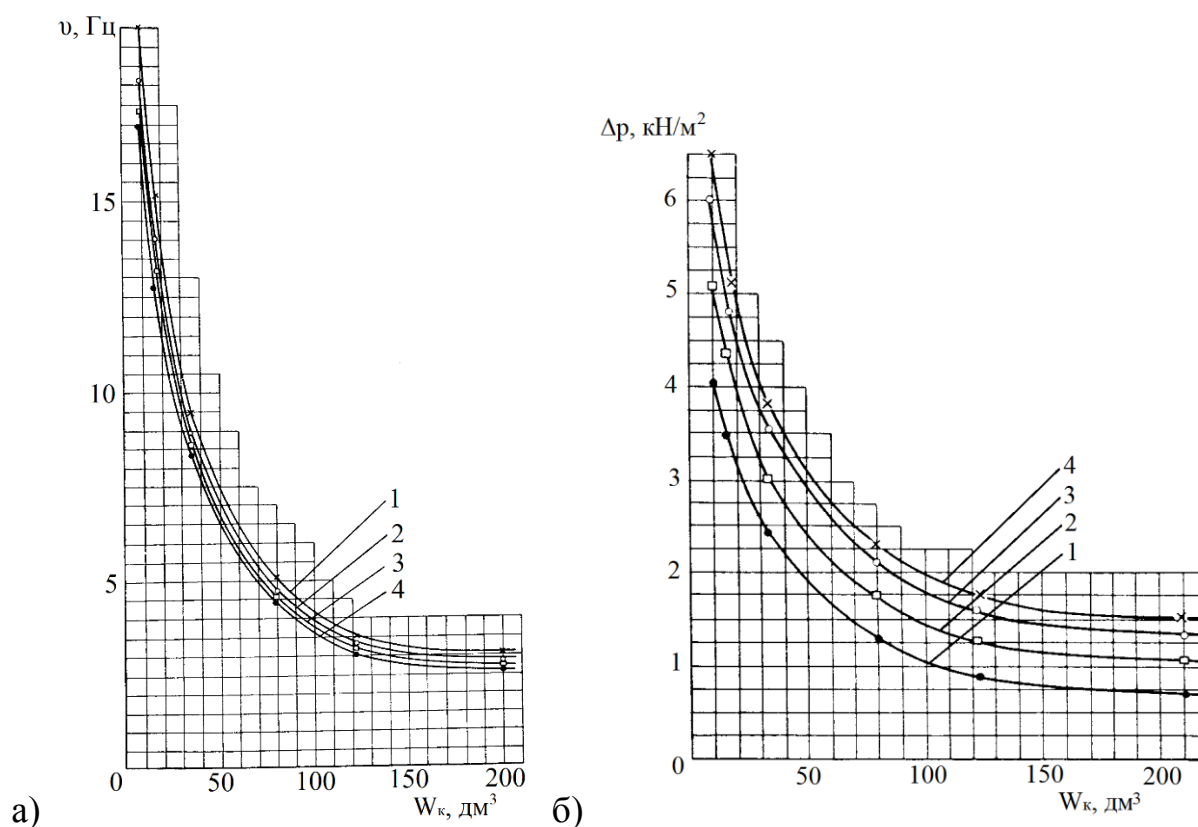


Рисунок 1.8 – Зависимости частоты (а) и амплитуды (б) автоколебаний давления нагнетания при помпаже ЦК от величины нагнетательной емкости: 1 – 11700 мин<sup>-1</sup>, 2 – 13000 мин<sup>-1</sup>, 3 – 14000 мин<sup>-1</sup>, 4 – 14600 мин<sup>-1</sup> [6]

давления компримируемого газа и чередованиями прямого и обратного потока, приводящими к существенным изменениям потребляемой компрессором мощности и осевых газовых сил, действующих на ротор компрессора. Вращающийся срыв или «мягкий помпаж» связан с гармоническими изменениями давления в системе вблизи точки максимального напора и минимального расхода на характеристике компрессора с постоянной частотой до 1500 Гц; глубокий «жесткий помпаж» связан с резкими изменениями давления пилообразной формы при дальнейшем понижении расхода и росте амплитуды давления [11-13, 15, 16]. Непрекращающийся помпаж оказывает чрезвычайно разрушительное воздействие на компоненты корпуса компрессора с малым зазором, приводя к повреждению межступенчатых и торцевых уплотнений, несущих подшипников скольжения, разгрузочного поршня (думмиса). При помпаже ЦК наиболее уязвимыми являются упорные подшипники, воспринимающие колебания осевой нагрузки от газовых сил из-за циклического реверсирования нагрузки (см. рисунок 1.5) [17, 18]. Это объясняется непосредственным восприятием узлами трения силовых нагрузок от

режима компримирования сжимаемой среды при работе компрессора, в том числе на нестационарных режимах.

Как пример представлены результаты приемочных испытаний компрессорного агрегата 66ГЦ-1162/1,3-38 ГТУ НВ (АО «Казанькомпрессормаш», Группа ГМС) при определении границы помпажа в рабочих условиях в виде графиков (рисунок 1.9), где  $p_k$  – давления нагнетания,  $h_p$  – осевое перемещение упорного диска ротора КВД и  $\Delta p$  – перепад давления на сужающем устройстве байпасной линии КВД в зависимости от времени [19, 20]. Слева указаны интервалы шкал датчиков, измеряющих соответствующие величины. За начало координат, т. е. положение «0» вихретокового датчика, при выставлении ротора принято центральное положение упорного диска в осевом зазоре двухстороннего УПС. Из графиков видно, что при помпаже наиболее резко изменяется перепад давления  $\Delta p$  на сужающем устройстве, который определяет расход газа через компрессорную установку. Изменение знака  $\Delta p$  показывает течение газа в обратном направлении и подтверждает факт помпажа. При помпаже также существенно изменяется давление нагнетания  $p_k$  компрессорной установки. Однако в начальной стадии помпажа «1» его изменение незначительно по сравнению с изменением перепада  $\Delta p$ , совершающего за это время одно колебание.

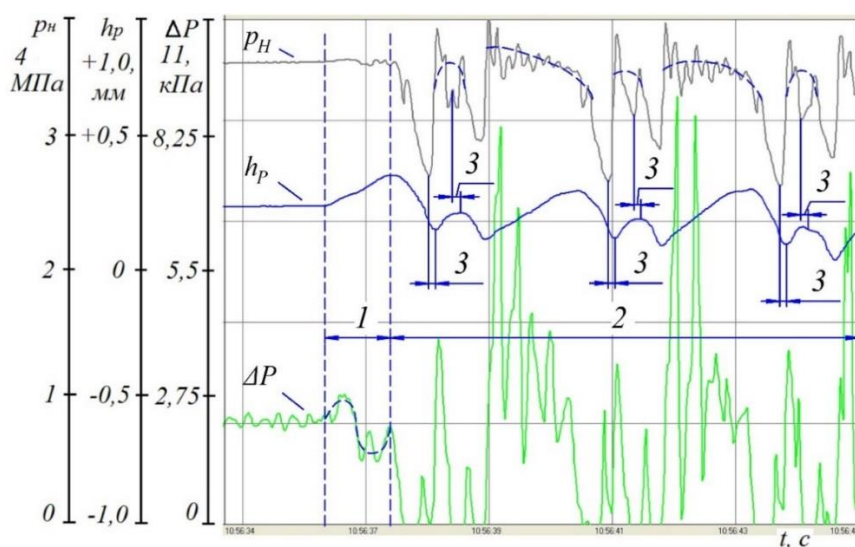


Рисунок 1.9 – Изменение характеристик агрегата 66ГЦ-1162/1,3-38 ГТУ НВ при помпажном режиме приемочных испытаний: 1 – начальная стадия, 2 – развитая стадия, 3 – время запаздывания [20]



На рисунке 1.10 приведена типовая осциллограмма жесткого помпажа компрессора динамического действия [21, С. 149]. Линия 1 отображает давление нагнетания за компрессором  $p_k$ ; линия 2 – перепад давлений на измерительном входном коллекторе (служит для измерения расхода воздуха  $\Delta p_{вх}$ ); линия 3 – изменение проходного сечения дросселя, установленного за компрессором, для увеличения сопротивления сети нагнетания. До начала помпажа давление  $p_k$  и перепад  $\Delta p_{вх}$  представляют собой высокочастотные колебания малой амплитуды. При увеличении сопротивления дросселя (линия 3) и уменьшении расхода воздуха в момент времени А-А (вертикальная линия) возникают помпажные явления: срыв и выброс потока газа на вход компрессора, резкое падение давления  $p_k$  и перепада давлений  $\Delta p_{вх}$  при соответствующем звуковом хлопке. По истечении 0,28 с (конкретно для данного компрессора) восстанавливаются близкие к исходным значениям давление  $p_k$  и расход газа в виде перепада  $\Delta p_{вх}$ , и процесс повторяется. Процесс помпажа является периодическим процессом, имеющим релаксационный характер в отличие от синусоидальных колебаний. Это значит, что существуют аperiodические процессы (например, опорожнение и заполнение газопроводов), и механизм, который обеспечивает периодическое повторение этих аperiodических процессов (в данном случае непосредственно компрессор). Вследствие этого кривая давления нагнетания  $p_k$  компрессора в процессе помпажа приобретает пилообразную форму.

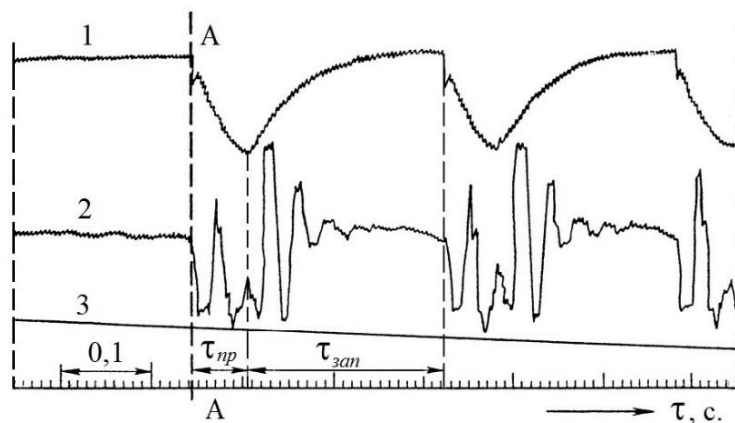


Рисунок 1.10 – Осциллограмма помпажа воздушного осевого компрессора [21]

Газовые силы при помпаже ЦК могут изменяться по величине и направлению [4, 14-17]. При определенных условиях, когда нагрузка  $F$  значительно превышает несущую способность, упорный диск ротора компрессора при перемещении вдоль оси ротора при помпаже может достичь рабочей поверхности несущих подушек упорного подшипника (см. рисунок 1.5). Это приведет к подплавлению и стиранию баббитового слоя поверхности или расточки подушек, искажению расчетного профиля, увеличению осевого разбега и, в конце концов, к выходу из строя подшипников. При переменных осевых нагрузках ЦК происходит существенное увеличение силового и температурного воздействия на подушки упорного подшипника, которые могут достичь предельных значений в смазочных слоях и заметно сократить срок их службы [18, 22, 23]. Эти процессы могут превысить предел текучести материала баббита подшипника в месте сочетания высоких температур и давлений на подушке [22, 24] или привести со временем к усталостному разрушению при повышенных перепадах и длительных циклах изменения гидродинамического давления [24, 25]. В некоторых случаях для уменьшения влияния циклической внешней нагрузки на подшипник рекомендуют увеличивать осевой зазор  $h_2$  [26]. В частности согласно стандарту API-617 (8-ое изд.) рабочая нагрузка  $F$  не должна превышать 50 % от максимальной несущей способности  $P$  подшипника, исходя из условий запаса надежности, при этом следует проверять локальный максимум температуры  $t_{\max}$  при рабочем зазоре.

На рисунке 1.11 показана выборка по времени экспериментально измеренной осевой силы воздушного двухступенчатого ЦК с горизонтальным разъемом в режиме до помпажа и развитого жесткого помпажа с частотой  $\nu = 1/0,6 = 1,7$  Гц и при частоте вращения ротора  $n = 13000$  мин<sup>-1</sup> [17]. Колебания осевой силы без помпажа составляют  $\Delta F \approx 35$  Н, при жестком помпаже –  $\Delta F \approx 111$  Н. В режиме жесткого помпажа ЦК колебания осевой силы  $F$  (также как и давление нагнетания  $p_k$ ) могут быть аппроксимированы пилообразной формой (штриховые линии) и, следовательно, положение упорного диска вследствие прямой взаимосвязи этих двух величин. Различают время обратного прорыва газа из РК  $\tau_{np}$  на всасы-

вание компрессора и время заполнения емкости  $\tau_{зан}$ , сумма которых соответствует времени полного периода  $\tau_n$  помпажа ЦК. На графике осевой силы также можно заметить промежуточные колебания, которые связаны, скорее всего, с наложением процесса помпажа двух ступеней.

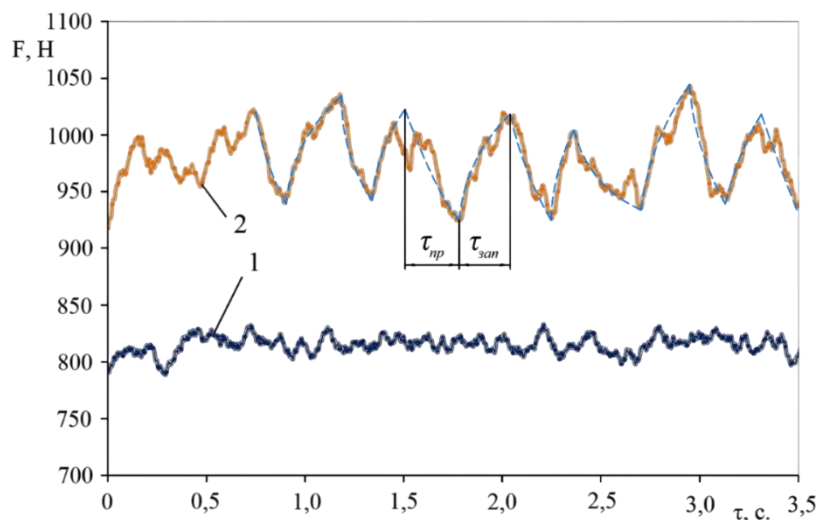


Рисунок 1.11 – Результаты измерения тензодатчиком осевой силы ЦК:

1 – до помпажа, 2 – режим жесткого помпажа,  
 $\tau_n = \tau_{пр} + \tau_{зан}$  – период помпажных колебаний [17]

## 1.2 Применение упорных подшипников в компрессорном оборудовании

Наиболее ответственным элементом центробежных и винтовых компрессоров является вращающийся ротор, посредством которого происходит передача механической энергии компримируемому газу. В свою очередь, надежность, долговечность и безопасность эксплуатации компрессорной машины при нестационарных и установившихся режимах работы во многом зависит от опорных и опорно-упорных подшипников и уплотнений, применяемых в конструкциях ЦК и ВК. В различных по структуре компрессорах для восприятия осевой нагрузки, действующей на ротор, и передачи ее на статор, а также для фиксации ротора относительно корпуса в осевом направлении, используются *упорные (осевые) подшипники скольжения* (п. 3.2, рисунок 1.12). Рассмотрим разные области их применения в компрессорном оборудовании.

АО «Казанькомпрессормаш» (Группа ГМС) по разработкам АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС) наладило выпуск порядка 85 центробежных компрессоров и ГПА и порядка 40 типоразмеров маслозаполненных и

«сухого» сжатия винтовых компрессоров (рисунок 1.13). Унификация создаваемых компрессоров строится на агрегатно-модульном принципе проектирования, что обеспечивает взаимозаменяемость при эксплуатации, а также сокращает время и затраты на проектирование, подготовку производства, непосредственно изготовление, испытания и сдачу в эксплуатацию новых образцов компрессоров. Производимые компрессоры нашли применение в отечественном народном хозяйстве, а также в странах СНГ и ближнего зарубежья.

Центробежные компрессоры АО «Казанькомпрессормаш» по конструктивному исполнению разделяются на три типоразмерных ряда: линейные одновальные компрессоры с межопорным расположением рабочих колес и горизонтальным или вертикальным разъемами корпусов, а также мультипликаторные [4]. Базовые корпуса ЦК первых двух типоразмеров состоят из цилиндров и газодинамических узлов. Последние включают себя роторную и статорную проточную части и набираются из унифицированных ступеней – модулей, образующих для каждого конкретного компрессора индивидуальный комплект.

Центробежные компрессоры с *горизонтальным разъемом* корпуса (рисунок 1.14) изготавливаются на давление до 4,5 МПа и производительностью до 1400 м<sup>3</sup>/мин [4]. Доступ к закладным деталям и ротору через верхнюю половину корпуса упрощает ремонт и ревизию деталей проточной части, дает возможность обслуживать подшипники и уплотнения без разборки всего корпуса. Статорная часть состоит из цилиндра 1, всасывающей камеры 2, комплекта диафрагм 3 и кольцевой сборной камеры 4, которая свернута на бок для уменьшения радиальных габаритных размеров. Сборная камера 4 также служит для установки лабиринтной втулки 5 разгрузочного поршня 6 (думмиса). Роторная часть состоит из вала 7 и установленных на вал рабочих колес 8, думмиса 6 и упорного гребня 9. Упорный подшипник скольжения 10 выполняется двусторонним с самоустанавливающимися подушками вблизи консоли ротора с противоположной стороны относительно привода компрессорного агрегата. Такие компрессоры создаются для сжатия пожароопасных газов (кислород) и газов, склонных к образованию различных отложений в проточной части компрессора.

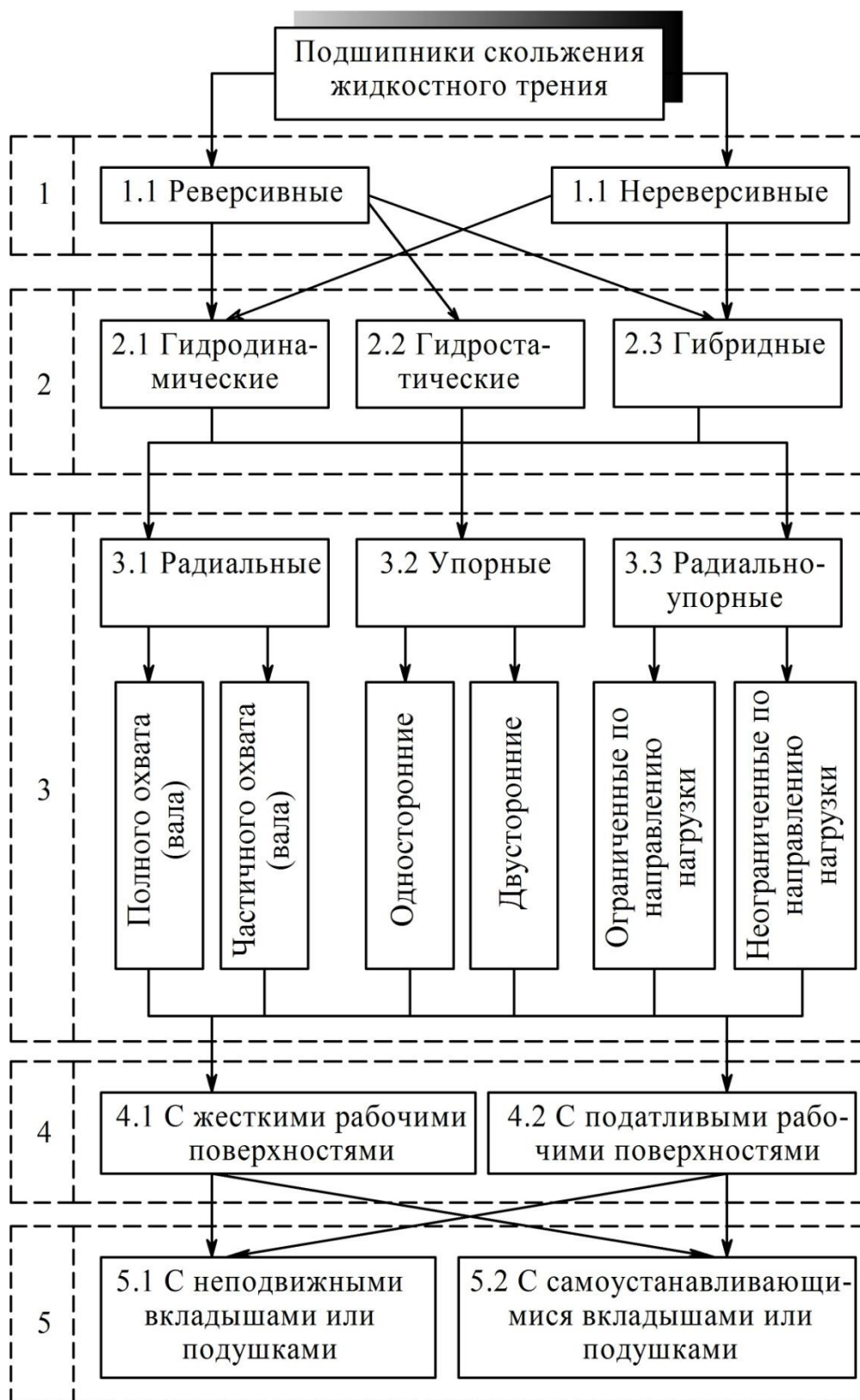


Рисунок 1.12 – Классификация подшипников скольжения компрессорных машин:  
 1 – по направлению вращения, 2 – по принципу действия, 3 – по характеру воспринимаемой нагрузки, 4 – по свойствам рабочей поверхности, 5 – по конструкции рабочих элементов [27]

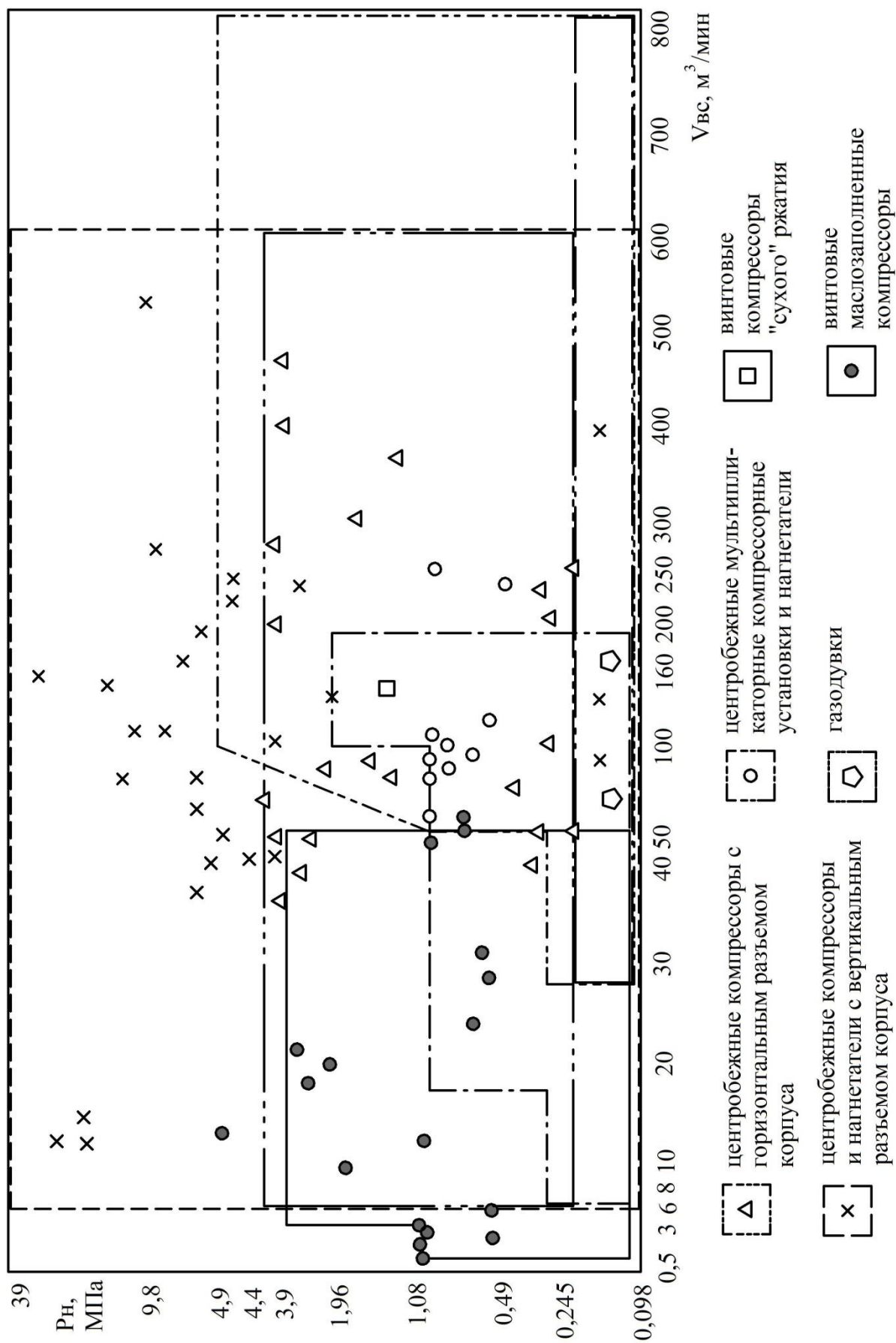
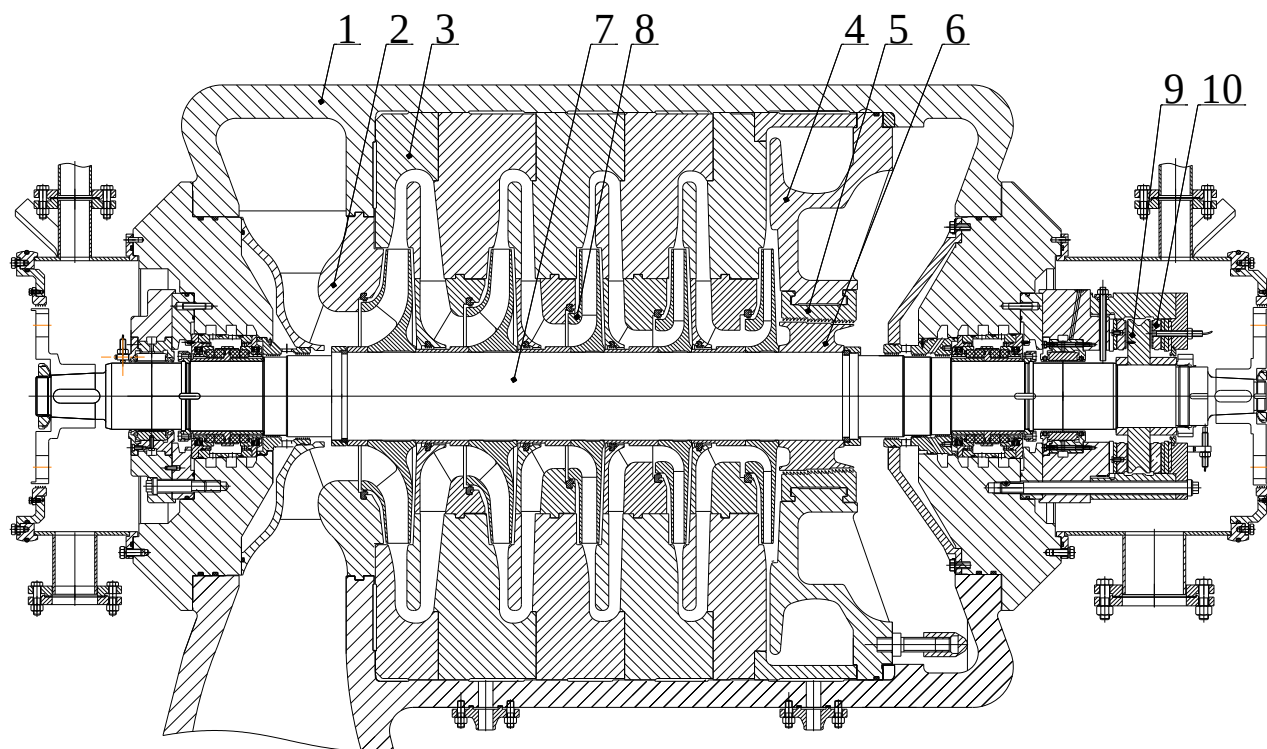


Рисунок 1.13 – Поле параметров компрессорных машин, разработанных АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и произведенных АО «Казанькомпрессормаш» [4]





*Рисунок 1.14 – Базовый корпус с горизонтальным разъемом установки 43ГЦ1-221/1,5-43 УХЛ4 (компрессор низкого давления) производства АО «Казанькомпрессормаши»*

Центробежные компрессоры с *вертикальным разъемом* корпуса (рисунок 1.15) изготавливаются на давление до 45 МПа и производительностью до 900 м<sup>3</sup>/мин и создаются на основе технических решений по лицензии фирмы Dresser-Clark [4]. В зависимости от отношения давлений компрессоры этого ряда могут состоять из одного или более корпусов сжатия, каждый из которых состоит из «внутреннего корпуса», установленного внутри стального цилиндра 1. «Внутренний корпус» включает в себя роторную 2 и статорную части, последняя из которых содержит диафрагмы 3, имеющие горизонтальный разъем. Всасывающая камера 4 зависит от направления всасывающего патрубка цилиндра 1 и может принять любое угловое положение. Промежуточные диафрагмы 5 отличаются только шириной каналов. Пакет из диафрагм по разьему соединяется болтами и стягивается шпильками. Для восприятия остаточной осевой нагрузки используется упорный подшипник скольжения 6 аналогично конструкции компрессора с горизонтальным разъемом (см. рисунок 1.14). Исполнение корпуса с вертикальным разъемом позволяет создавать компрессоры на высокие давления, в том числе для взрывоопасных газов. В случае ЦК с горизонтальным разъемом возникает про-

блема уплотнения самого разъема, что связано с применением эластичных герметизаторов в виде кольцевых уплотнений. В ЦК с вертикальным разъемом они обладают свойством самогерметизации при возрастании давления внутри корпуса. Специальные замки крепления цельных кованых крышек 7, закрывающих цилиндр 1 с торцов, обеспечивают быстроту и удобство при обслуживании и ремонте. Возможно промежуточное охлаждение газа в двухсекционных корпусах между

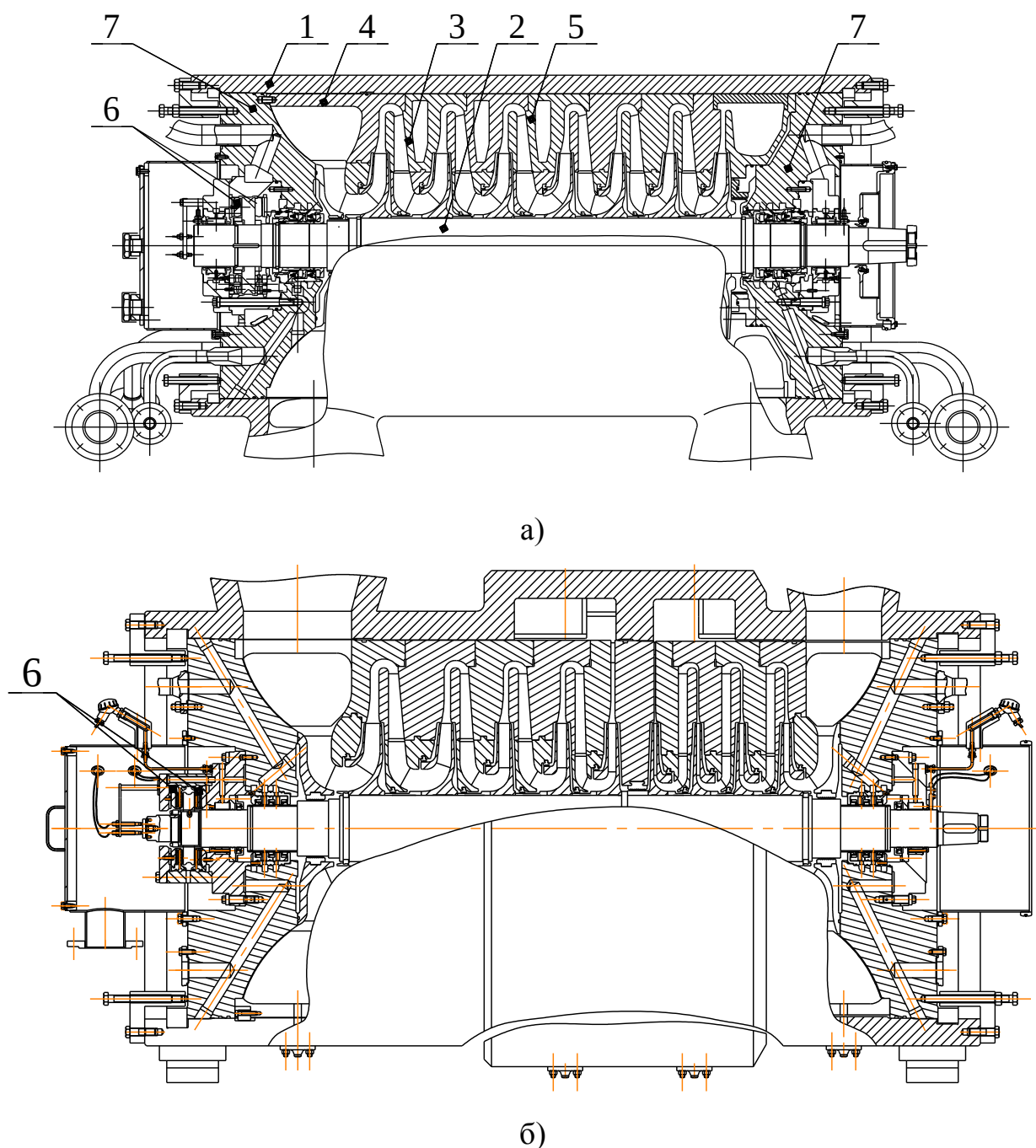
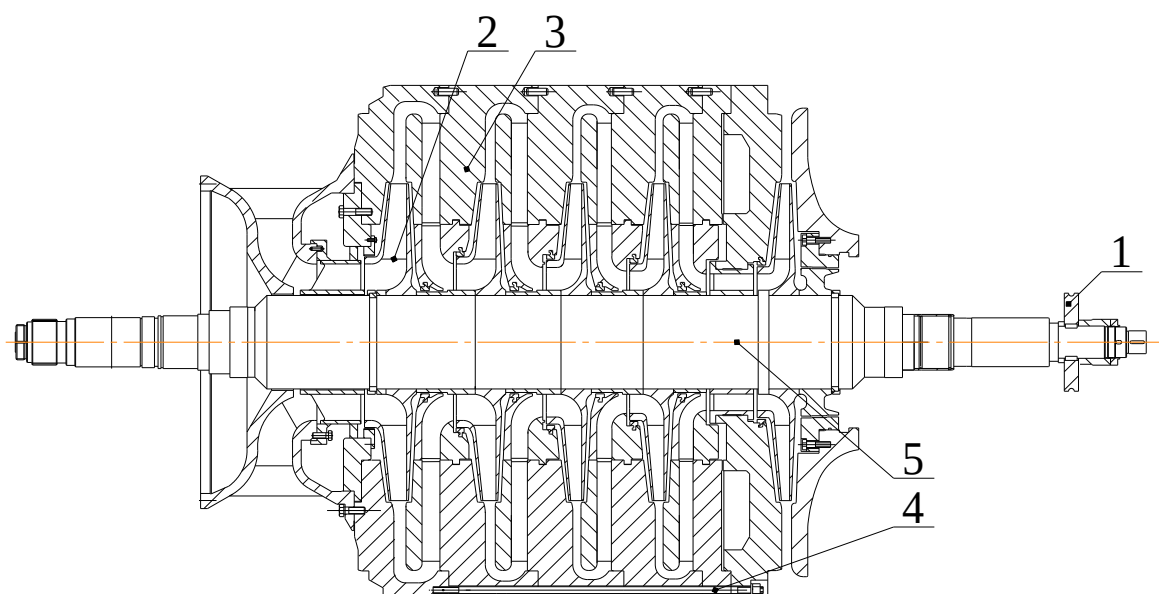


Рисунок 1.15 – Базовый корпус с вертикальным разъемом центробежного компрессора производства АО «Казанькомпрессормаш»:  
 а – 6ГЦ2-394/7-24 УХЛ3.1 с последовательным расположением колес «цугом»,  
 б – 4ГЦ2-194/12-112 УХЛ3.1 с расположением колес «спина к спине»



секциями (рисунок 1.15б). За прошедшие годы типоразмерные лицензионные ряды подверглись модернизации, в основном, в отношении повышения эффективности ступеней по результатам проведенных расчетных и экспериментальных исследований.

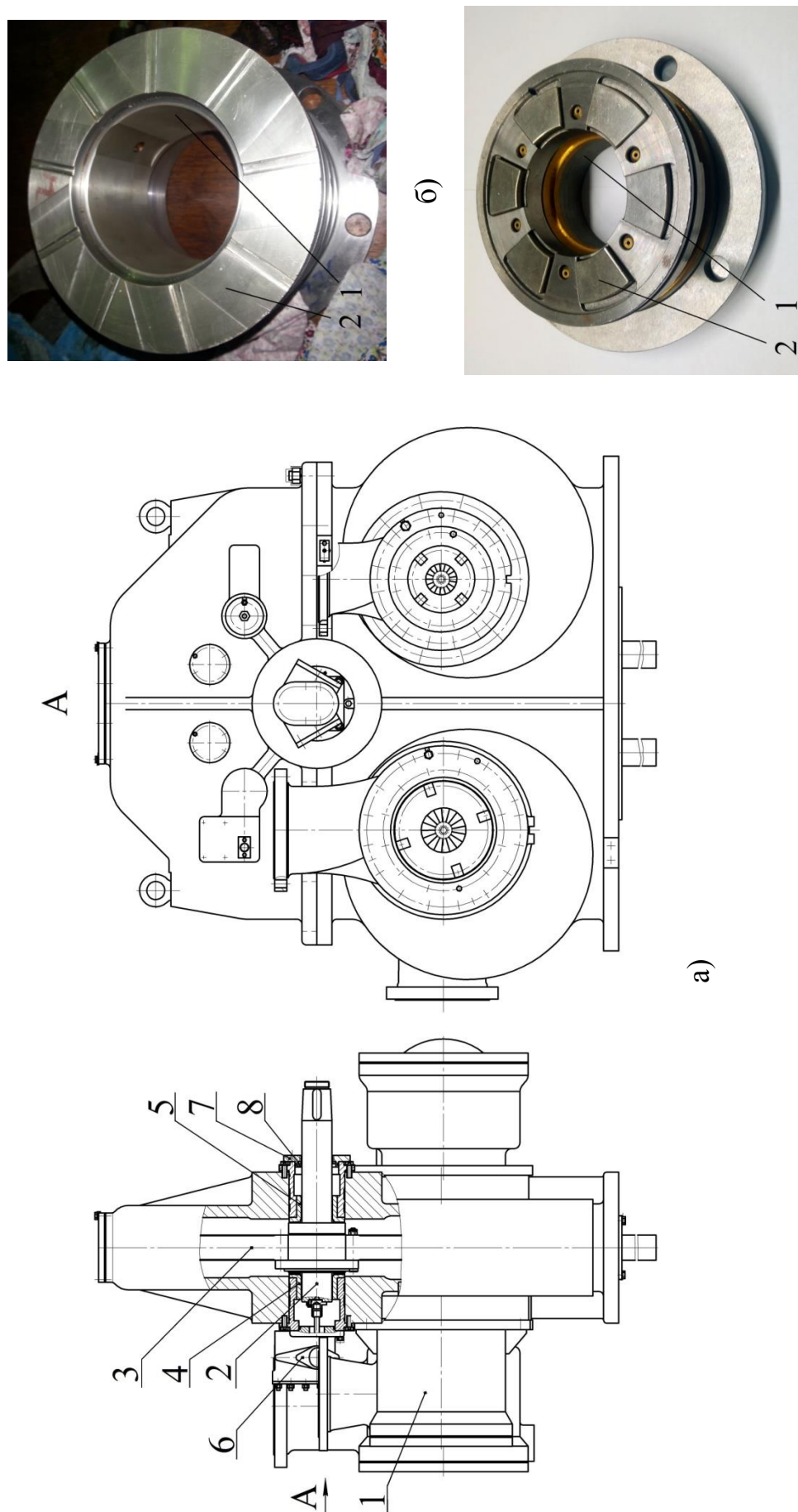
С целью создания резервов природного газа в центральных областях страны создаются подземные хранилища газа (ПХГ) и, соответственно, станции подземного хранения газа (СПХГ). Условия работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА) в составе СПХГ весьма специфичны, для которых характерны очень большой диапазон изменения отношения давлений в режимах закачки и отбора, что требует проектирования новой проточной части при изменении диапазона рабочего режима. Создание специальных компрессоров для каждого режима работы экономически нецелесообразно. Выход найден путем использования унифицированных компрессоров с набором сменных проточных частей (СПЧ), специально спроектированных на режимы закачки и отбора газа. АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» разработало порядка 25 различных модификаций СПЧ для центробежных нагнетателей сумского производства (рисунок 1.16) [4]. Новые СПЧ обеспечивают работу компрессоров в оптимальном режиме на изменившихся условиях добычи, транспорта и хранения газа. Более 130 СПЧ отправлены на



*Рисунок 1.16 – Сменная проточная часть СПЧ-16/30-3,0  
разработки АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа»:  
1 – упорный гребень ротора, 2 – рабочее колесо, 3 – диафрагма,  
4 – стяжная шпилька, 5 – вал*

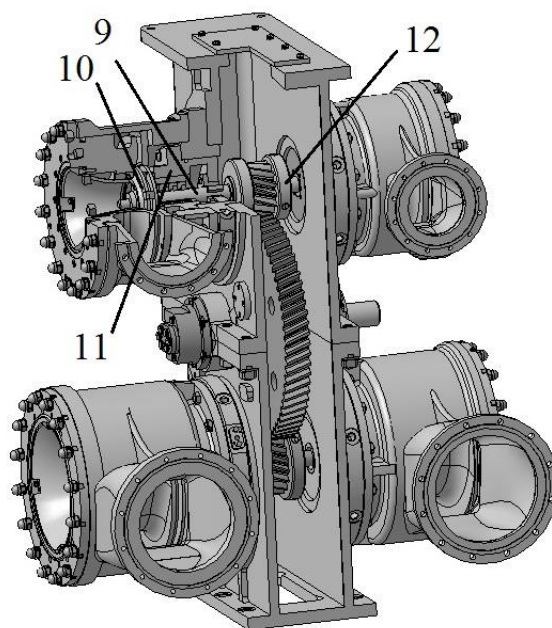
предприятия ПАО «Газпром» и более 90 из них успешно работают на ряде газотранспортных предприятий. Разработанные СПЧ имеют пологую рабочую характеристику с высоким КПД в расширенном диапазоне работы. Упорные подшипники скольжения на разных режимах работы остаются практически неизменными, изначально рассчитываясь с некоторым запасом по несущей способности.

В АО «Казанькомпрессормаш» по проектам АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» в одно- и многоступенчатом исполнении также изготавливаются центробежные компрессоры на *мультипликаторной базе* (МЦК) на давление до 5,0 МПа и производительностью до 1200 м<sup>3</sup>/мин (рисунки 1.17, 1.18) [4, 28]. Корпус компрессора представляет собой центробежную машину со встроенной повышающей зубчатой передачей с максимальным количеством до трех вал-шестерен и, соответственно, с количеством ступеней до шести. Компрессор состоит из корпусов сжатия 1 (рисунок 1.17а), относительно тихоходного ротора 2 с зубчатым колесом 3, опирающимся на опорно-упорные подшипники скольжения 4, 5, шестеренного насоса 6, установленного на торце корпуса опорно-упорного подшипника 4, крышки 7, закрывающей торец корпуса опорно-упорного подшипника 5, манжеты 8, вставленной в крышку 7 и служащей для предотвращения утечки масла [29]. Компрессор также содержит быстроходные роторы 9 (рисунок 1.18) с двумя рабочими колесами 10 полуоткрытого или закрытого типов [28], расположенными на разных концах вал-шестерни. Роторы 9 опираются на подшипники-уплотнения 11. Рабочие колеса расположены «спина к спине». Масло для смазки подшипников быстроходных роторов подается через штуцеры и трубопроводы в корпусах сжатия 1 (рисунок 1.17а). По отверстиям непосредственно в корпусе компрессора масло подается на тихоходные подшипники. В зубчатое зацепление часть масла поступает через форсунки, установленные на быстроходных подшипниках со стороны привода. Остаточные осевые силы, возникающие в процессе работы компрессора, передаются через упорные гребни 12 роторов 9 (рисунок 1.18) и зубчатое колесо 3 (рисунок 1.17а) на опорно-упорные подшипники 4, 5 (рисунок 1.17б). Дополнительная осевая нагрузка возникает от косо-зубого зубчатого зацепления. Однако она замыкается через упорные гребни 12



в)

Рисунок 1.17 – МЦК: а – компрессор ГЦМЗ-107/7-31 УХЛ4 для сжатия природного газа  
производства АО «Казанькомпрессормаш»,  
б – опорно-упорный подшипник с неподвижными подушками,  
в – опорно-упорный подшипник с самоустанавливающимися подушками

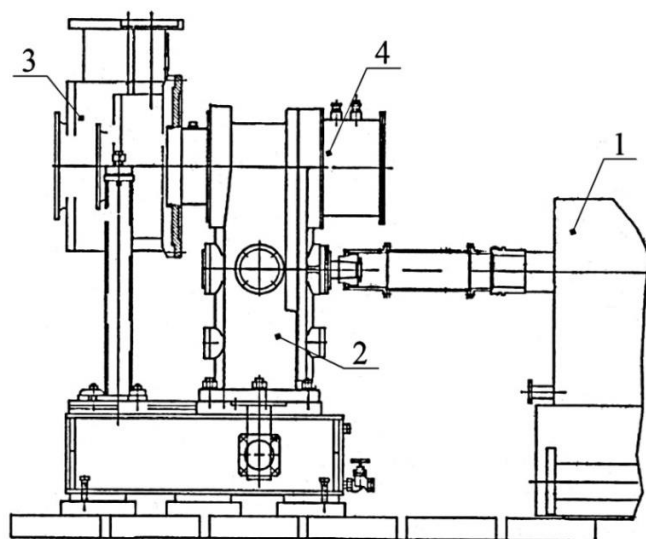


*Рисунок 1.18 – Общий вид с разрезом корпуса компрессора  
Аэроком АА-108/7,5Х УХЛ4 для сжатия хлора производства  
АО «Казанькомпрессормаш»*

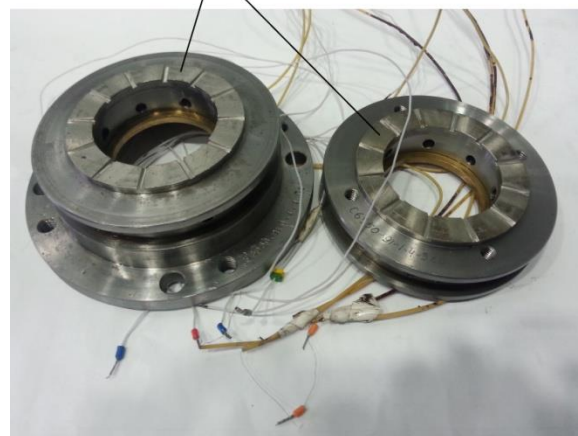
вал-шестерни быстроходного ротора 9 (рисунок 1.18).

Подшипник-уплотнение 11 роторов 9 состоит из стального корпуса, уплотнения и опорного подшипника скольжения. Рабочая поверхность опорного подшипника четырехклиновая с неподвижными подушками [29]. Опорно-упорный подшипник 4, 5 ротора 2 (рисунок 1.17а) имеет цилиндрическую опорную часть 1 и многоклиновую упорную поверхность 2 с неподвижными подушками (рисунок 1.17б). Количество подушек упорной поверхности в основном равно девяти, а подушки выполнены с параллельными межподушечному каналу скосами [29]. Частота вращения ротора 2 (рисунок 1.17а) равна частоте привода, т. е. в основном 1500 или 3000 мин<sup>-1</sup>. В некоторых случаях для повышения осевой устойчивости ротора 2 применяются упорные поверхности с самоустанавливающимися подушками (рисунок 1.17в).

В АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» используется стенд для изучения газовой динамики центробежных ступеней полуоткрытого типа компрессоров МЦК, в основу которого также положен мультипликаторный принцип построения машины (рисунок 1.19а). Стенд состоит из электродвигателя 1 мультипликатора 2, корпуса сжатия компрессора 3 с центробежной ступенью и других



а)



б)

*Рисунок 1.19 – Экспериментальный стенд АО «НИИ турбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа»: а – общий вид, б – упорный подшипник скольжения стенда с термодарами ТХК*

неотъемлемых систем жизнеобеспечения и экспериментального измерения. Основное конструктивное отличие данного стенда от промышленных МЦК заключается в расположении двустороннего упорного подшипника скольжения 4 на одной из консолей быстроходного ротора. Таким образом, подшипник воспринимает осевую нагрузку при повышенных частотах вращения до  $25000 \text{ мин}^{-1}$ . На упорный подшипник в данном случае действует суммарная осевая нагрузка, состоящая из газовых сил, действующих на единственное рабочее колесо, и осевой силы от косозубого зубчатого зацепления. Упорный подшипник изготовлен с параллельными межподушечному каналу скосами 5 (рисунок 1.19б) и нереверсивен. Количество подушек каждой из сторон равно двенадцати, внутренний и внешний диаметры, соответственно, равны  $D_1=65 \text{ мм}$  и  $D_2=95 \text{ мм}$ .

Упорные подшипники скольжения нашли применение также в винтовых компрессорах [3, 30]. В АО «Казанькомпрессормаш» по разработкам АО «НИИ турбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» изготавливаются винтовые компрессоры сухого сжатия на давление до 2,0 МПа и производительностью до  $300 \text{ м}^3/\text{мин}$  (рисунок 1.20). Основными рабочими органами машины являются ведущий 1 и ведомый 2 роторы, расположенные в корпусе 3 и образующие между собой замкнутую рабочую полость, в которой осуществляется сжатие газа [31]. Рабочая



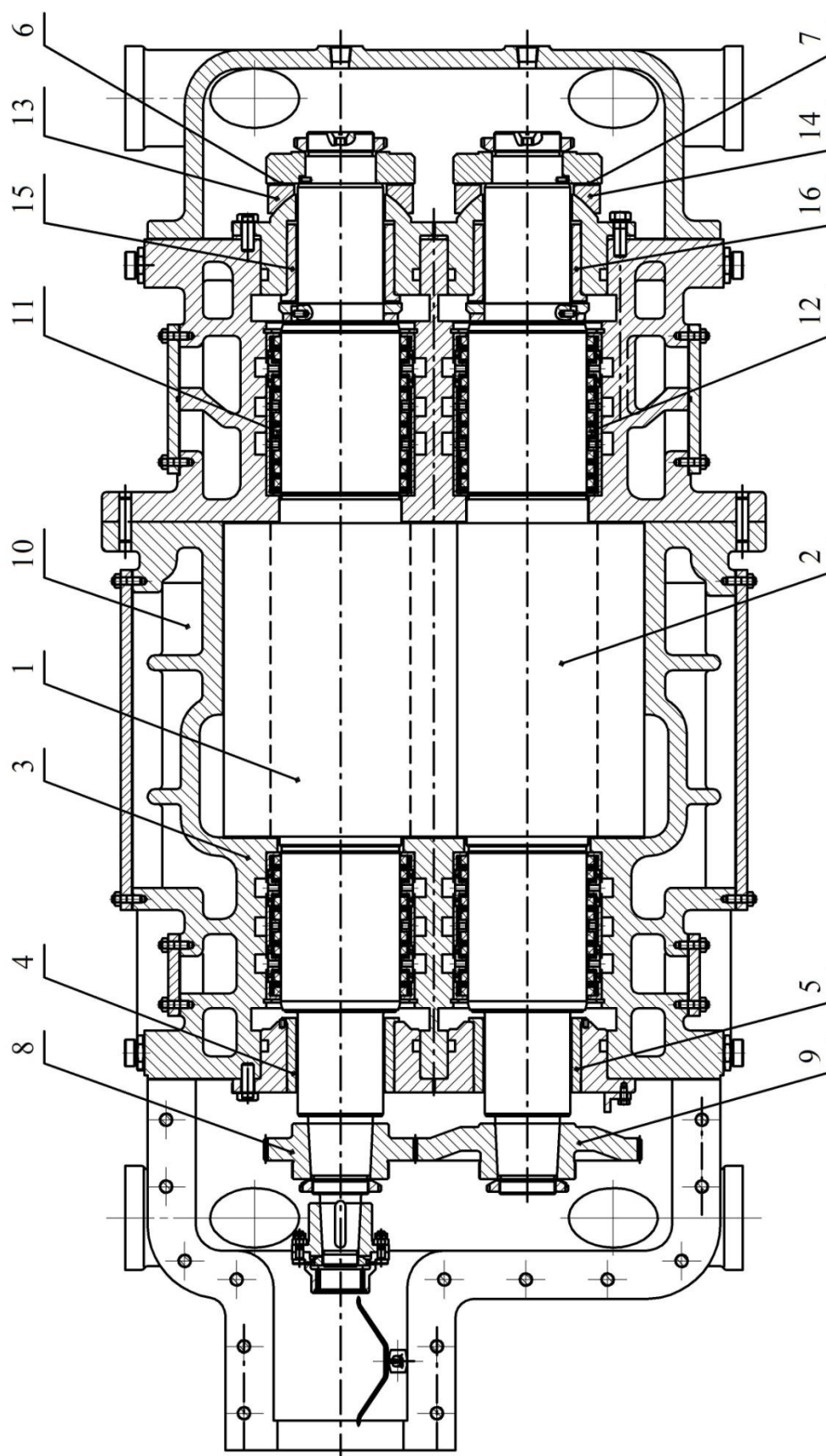


Рисунок 1.20 – Компрессор винтовой газовой сухой сжатия 75ГВ-90/1,4-12С  
производства АО «Казанькомпрессормаш»

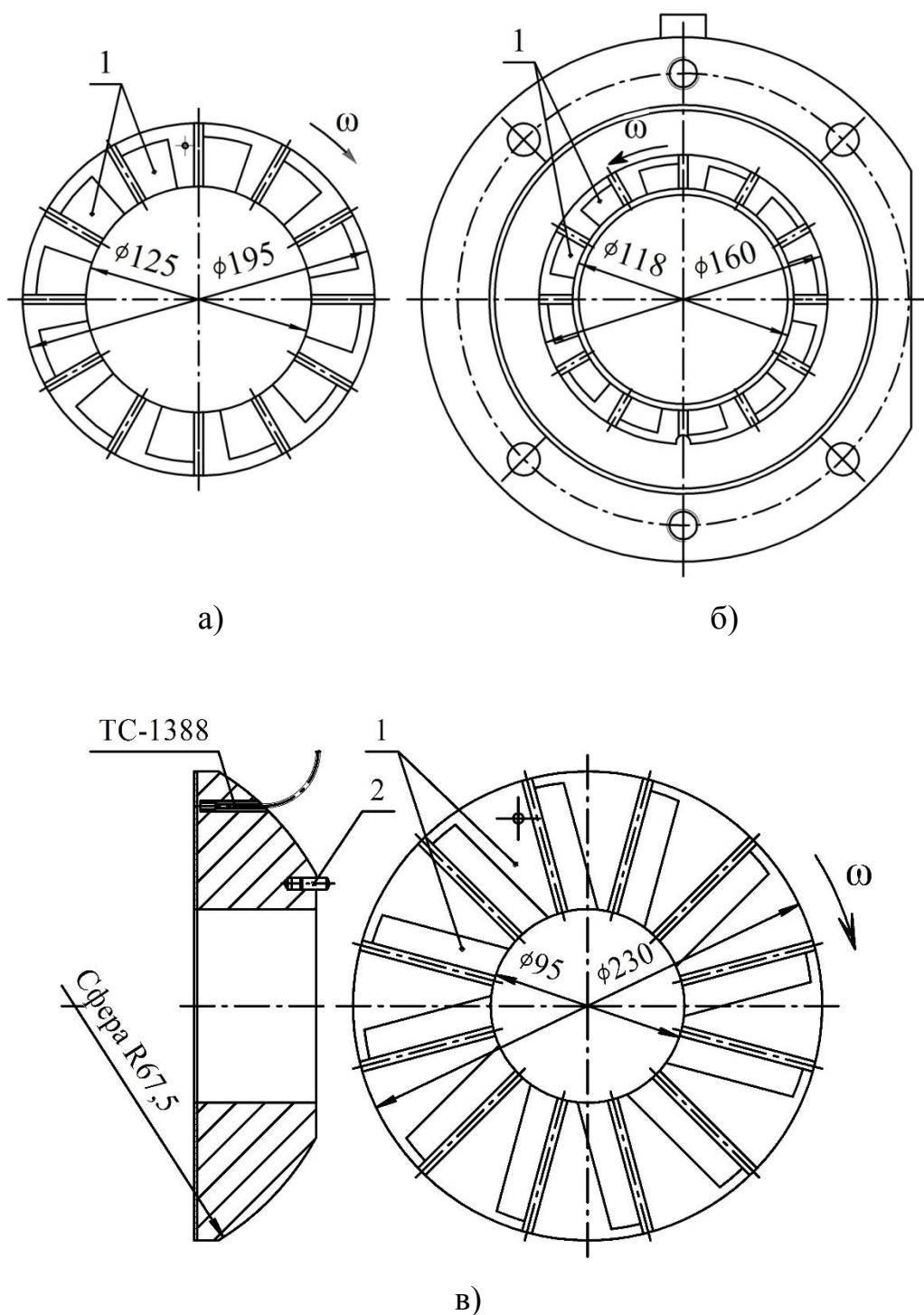


Рисунок 1.21 – Рабочие поверхности подушек упорной части ОУП винтовых компрессоров: рабочая сторона (а), нерабочая сторона (б) компрессора 75ГВ-90/1,4-12С; компрессора ТАКАТ 100.1.319 УХЛ1 (в):  
1 – неподвижные подушки подпятника со сферической выравнивающей поверхностью, 2 – штифт от проворота

поверхность роторов имеет винтовую поверхность специального профиля. Ведущий ротор 1, через который приводится в движение компрессор, имеет зубья выпуклой формы, а ведомый 2 – зубья вогнутой. Вращающиеся роторы удерживаются опорными цилиндрическими 4, 5 и опорно-упорными 6, 7 подшипниками скольжения. Передача крутящего момента между роторами осуществляется газовыми силами и через шестерни связи 8, 9. Зазор между шестернями связи примерно в два раза меньше по сравнению с зазором между зубьями винтов. Зазор между рабочими поверхностями компрессора составляет примерно 0,1% от наружного диаметра роторов. Корпус 3 имеет водяную рубашку охлаждения 10. Корпуса неохлаждаемых машин могут иметь поверхности с ребрами. Ребра в данном случае служат не только для придания корпусу требуемой жесткости, но и для интенсификации процесса теплообмена во внешнюю среду. Наиболее часто в конструкциях компрессоров сухого сжатия применяются уплотнения 11, 12 с «сухими» неразрезными графитовыми кольцами плавающего типа [32]. С рабочей стороны осевые нагрузки от роторов воспринимают упорные кольца 13, 14, опирающиеся на выравнивающую сферическую поверхность; с нерабочей стороны – вкладыши 15, 16, совмещенные с опорными подшипниками. Профиль рабочей поверхности упорных подшипников – винтовая поверхность клинового скоса с двенадцатью подушками (рисунок 1.21а, б). При условии чистоты подаваемого масла подшипники 4...7 могут работать длительное время, обеспечивая надежную работу компрессора.

В АО «Казанькомпрессормаш» по проектам АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» изготавливаются также маслозаполненные винтовые компрессоры, являющиеся более простыми по конструкции (рисунок 1.22), на давление до 0,9 МПа и производительностью до 32 м<sup>3</sup>/мин (серия 6ВВ) и на давление до 5 МПа и производительность до 150 м<sup>3</sup>/мин (серия МКУ ТАКАТ). Подача масла в рабочую полость компрессора позволяет обеспечить его конструкцию без шестерен связи. Подаваемое масло обеспечивает герметизацию зазоров между роторами и корпусом и охлаждение сжимаемого газа, что позволяет в процессе работы компрессора допускать в одной ступени отношение давлений до 8...12. Зазор



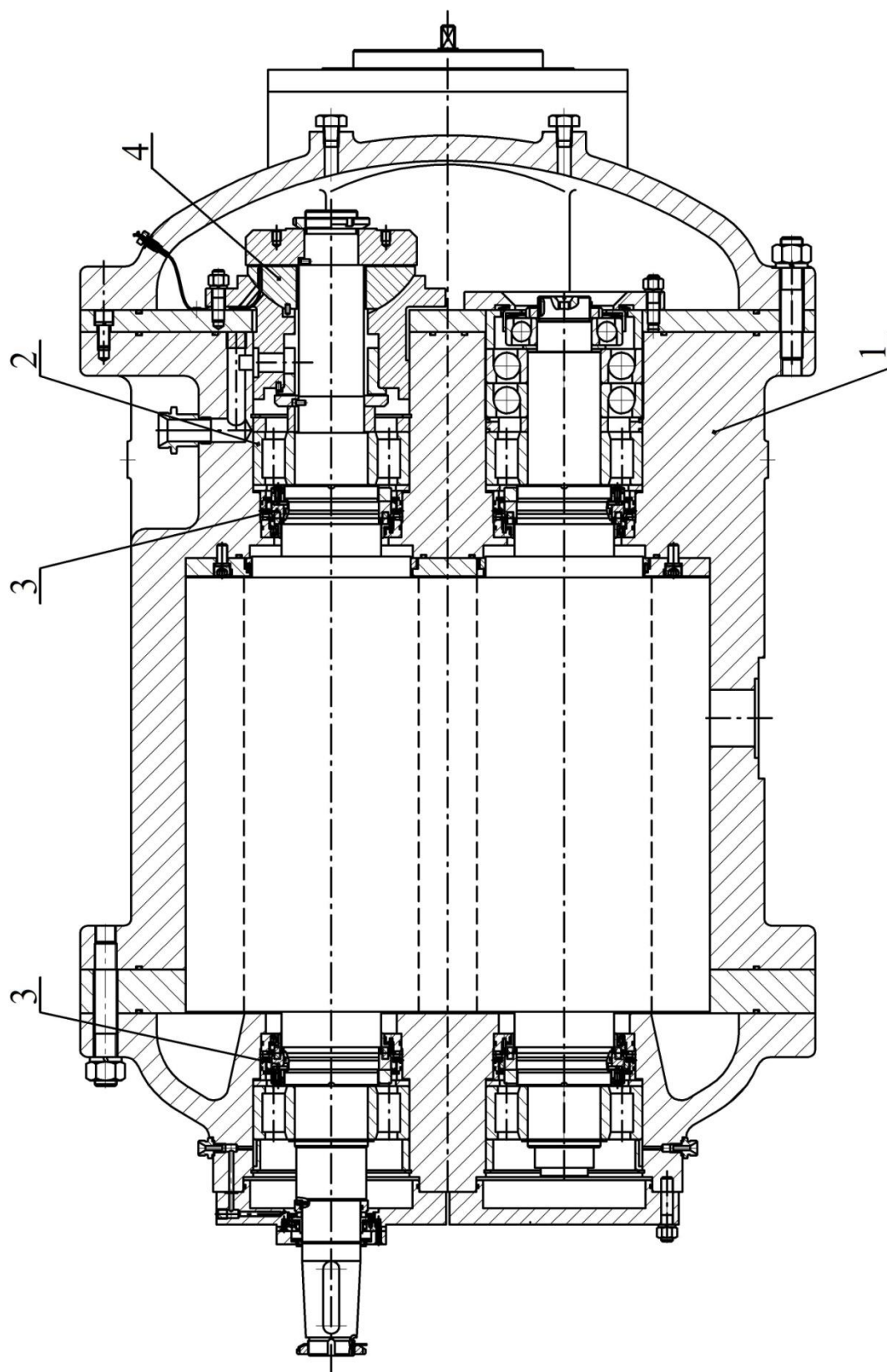


Рисунок 1.22 – Маслозаполненный газовый винтовой компрессор ТАКАТ 100.1.319 УХЛ1  
производства АО «Казанькомпрессормаш»

между рабочими поверхностями составляет 0,05 % от наружного диаметра роторов, что в два раза меньше по сравнению с компрессорами сухого сжатия. Корпус 1 выполняется с двумя вертикальными разъемами – на стороне нагнетания и всасывания, что упрощает технологию изготовления корпуса. Для маслозаполненных компрессоров из-за наличия масла характерны загрязнение сжимаемого газа в рабочей области и малые окружные скорости порядка 30...50 м/с. Поэтому для восприятия радиальной нагрузки применяются роликовые подшипники 2, установленные в камерах всасывания и нагнетания, а для восприятия осевых нагрузок – опорно-упорные шариковые подшипники. В качестве концевых уплотнений в воздушных компрессорах используются бронзовые втулки с малым зазором, установленные в корпусе с вращающимися роторами. Для компрессоров, сжимающих различные газы, необходима более высокая степень герметизации (особенно при сжатии гелия). В таких случаях применяются масляные уплотнения торцевого типа 3 [32]. Такие уплотнения также уменьшают загрязнение сжимаемого газа маслом, т. е. утечку масла. При больших отношениях давления для восприятия значительных осевых нагрузок при работе компрессора могут быть применены упорные подшипники скольжения 4 с неподвижными подушками, установленные на ведущем роторе. Профиль рабочей поверхности неразъемных упорных подшипников – поверхность с двенадцатью подушками с параллельным межподушечному каналу скосом (рисунок 1.21в).

Подача масла в корпус компрессора также применяется в холодильных маслозаполненных винтовых компрессорах (рисунок 1.23), выпускаемых АО «Казанькомпрессормаш», с холодопроизводительностью от 40 до 2000 кВт. Перепад давления в таких компрессорах может достигать 1,7...1,8 МПа для одной ступени, что приводит к существенным радиальным и осевым нагрузкам. Для их восприятия используются опорные цилиндрические подшипники скольжения 1, 2 и упорные шариковые подшипники качения 3. Для разгрузки упорных подшипников применяются специальные устройства, представляющие собой разгрузочные поршни 4 (думмисы), вращающиеся с небольшим зазором в корпусе компрессора. В полость перед поршнем подается масло под давлением. Возникающая при этом

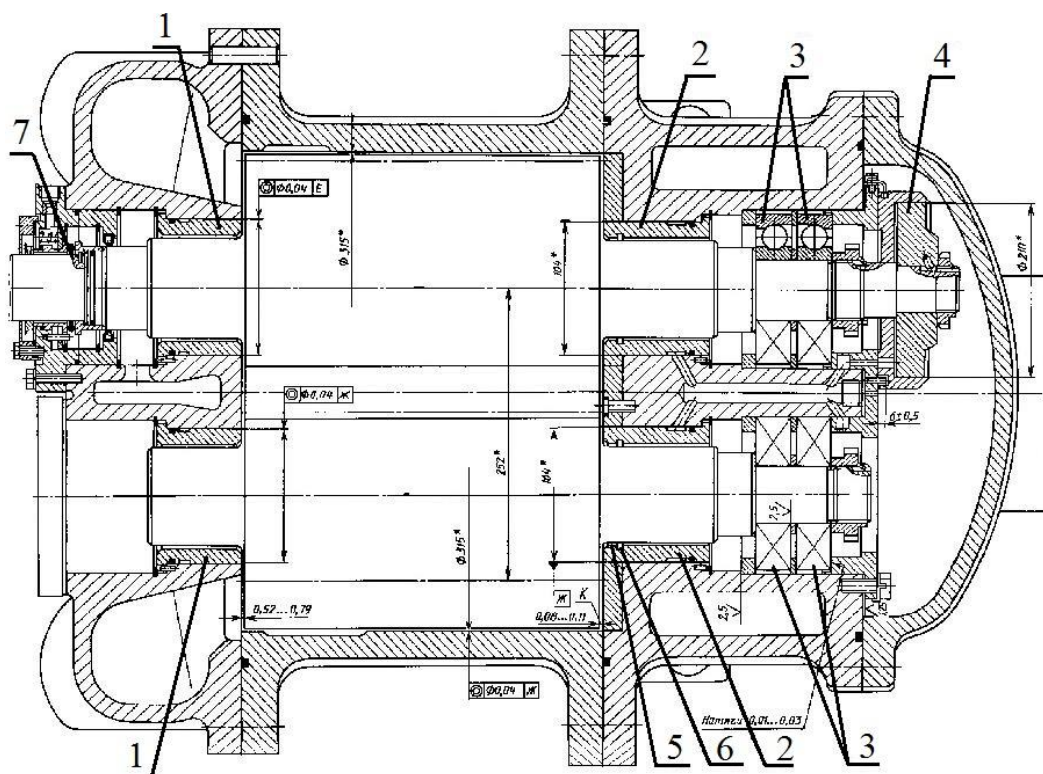


Рисунок 1.23 – Компрессор винтовой маслозаполненный холодильный производства АО «Казанькомпрессормаш»

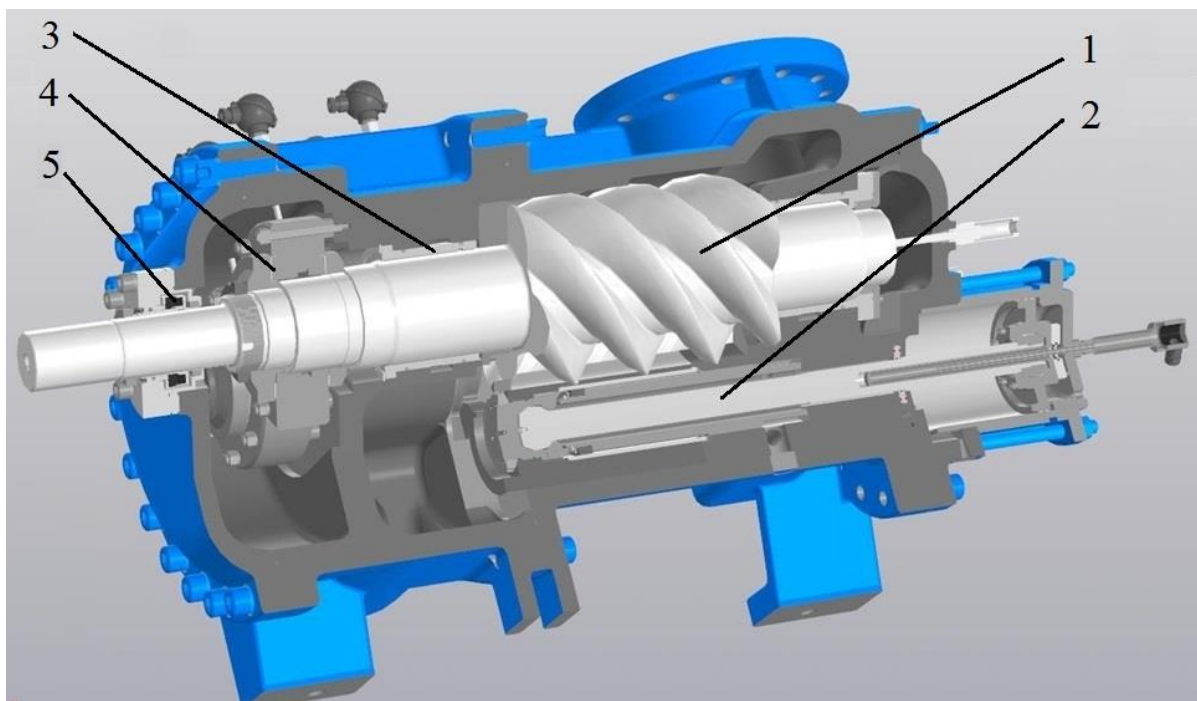
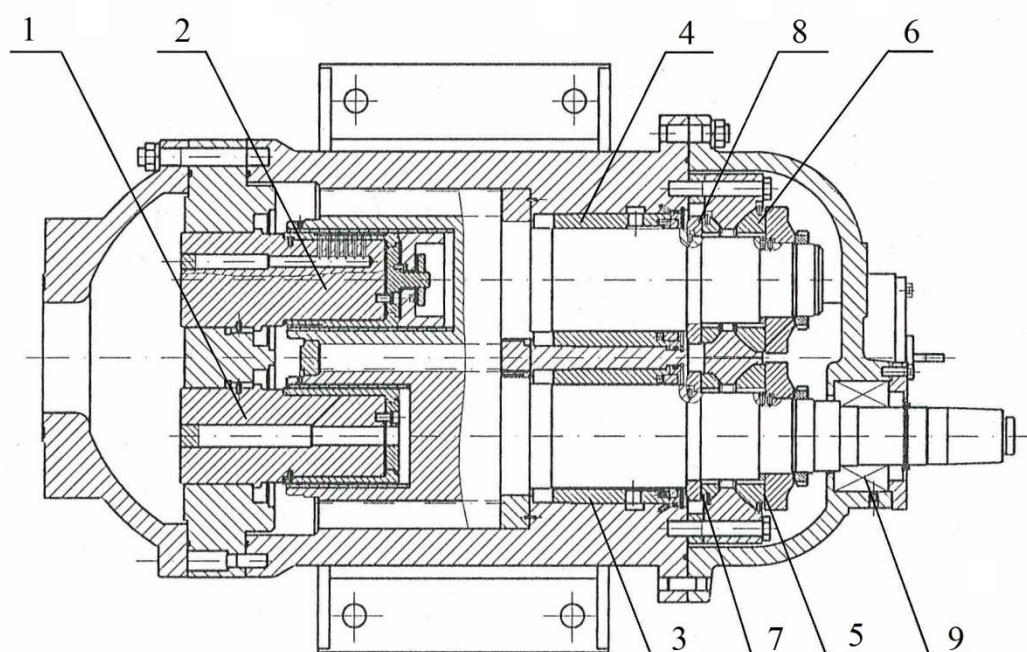


Рисунок 1.24 – Компрессор 7ГВ-45/3-30 МЗА УХЛ1 для технологии СПГ производства АО «Казанькомпрессормаш»: 1 – ведущий ротор; 2 – золотниковый регулятор производительности; 3, 4 – радиальный и упорный подшипники, соответственно; 5 – торцевое уплотнение

сила направлена в противоположную осевым нагрузкам сторону. Герметизация рабочей полости от подшипников достигается за счет применения кольцевого пояса 5, канала 6 подшипника 2. Холодильные компрессоры обладают повышенной герметичностью, которая достигается применением в качестве уплотнений приводного ротора контактных торцевых уплотнений 7. В холодильных компрессорах 7-ой базы и выше (рисунок 1.24) из-за высоких осевых нагрузок при больших габаритах компрессора вместо описанной выше конструкции применяются упорные подшипники скольжения с неподвижными подушками.

Все чаще находят применение на практике винтовые компрессоры высокого давления [3]. Это стало возможным при встраивании в конструкцию компрессора разгрузочного устройства (РУ) со стороны всасывания компрессора, который снижает радиальные нагрузки. По своей конструкции он представляет собой гидростатодинамический (ГСД) подшипник, выполненный по обращенной схеме и размещенный во внутренней расточке ротора. При применении ГСД подшипника перепад давления может достигь 1,7 МПа для одной ступени при использовании опорных подшипников качения и 2,5 МПа для опор с подшипниками скольжения. Радиальную нагрузку роторов этих компрессоров (рисунок 1.25) несут РУ 1, 2 и



*Рисунок 1.25 – Компрессор маслозаполненный винтовой высокого давления производства АО «Казанькомпрессормаш»*



опорные гладкие подшипники скольжения 3, 4. Осевые нагрузки роторов распределяются между РУ 1, 2 и упорными подшипниками с неподвижными подушками 5, 6. Роторы вдоль оси от перемещения в обратном направлении ограничиваются подпятниками 7, 8. Подшипниковая камера ведущего ротора от внешней среды герметизируется уплотнениями 9.

Упорные подшипники с неподвижными подушками применяются также в мультипликаторах производства АО «Казанькомпрессормаш» (рисунок 1.26а) [33]. Зубчатое зацепление ведущего тихоходного 1 и быстроходного 2 роторов – шевронное с уравновешенными осевыми силами. Опорно-упорный подшипник 3 является разъемным и состоит из верхней и нижней половин. Опорная цилиндрическая часть 4 выполняется совмещенной с двусторонней упорной частью 5. Осевая нагрузка, действующая на роторы 1, 2, может возникнуть при перемещении ротора компрессора или привода. При передаваемой мощности менее 800 кВт применяются электродвигатели, имеющие, как правило, собственные упорные подшипники, и остаточная осевая нагрузка на мультипликатор невелика. В этом случае профиль упорной части 5 имеет простые плоскопараллельные подушки 6 (рисунок 1.26б). При мощности более 800 кВт электродвигатели конструируются

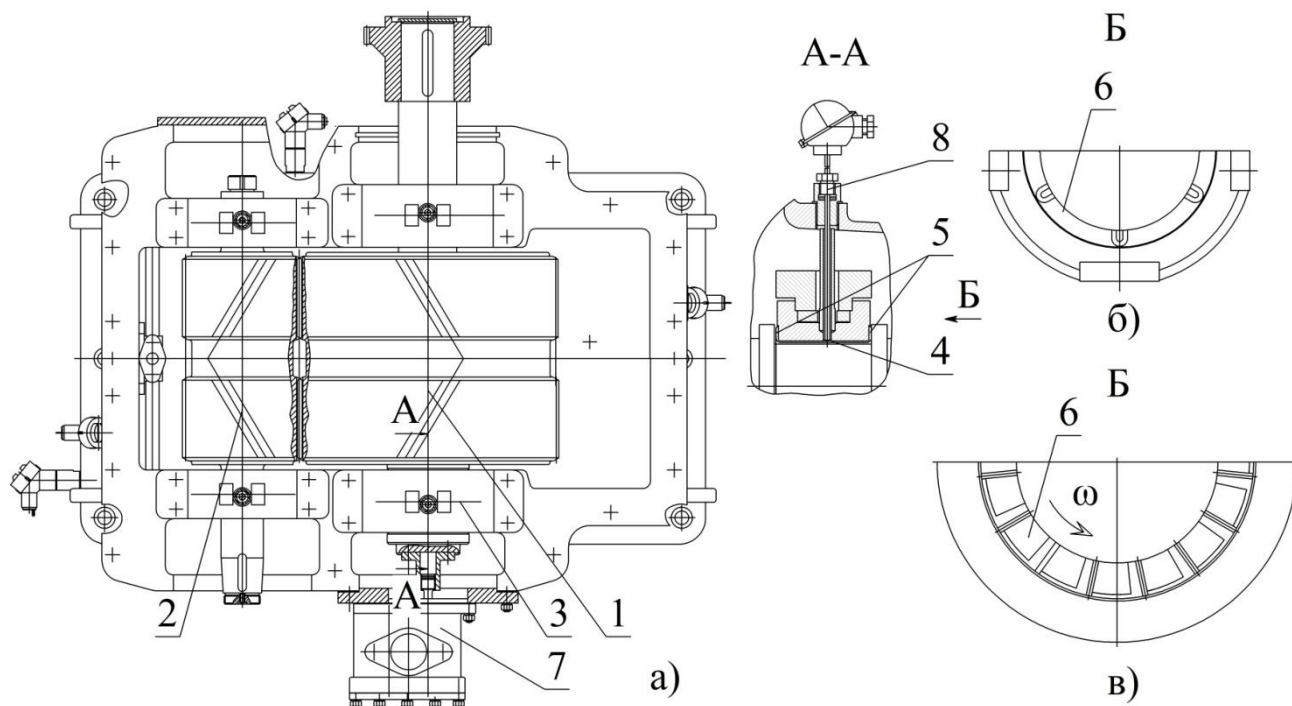


Рисунок 1.26 – Мультипликатор с шевронным зацеплением 2.400.017  
производства АО «Казанькомпрессормаш»

уже без упорных подшипников. Для осевой фиксации валопровода и восприятия осевых сил применяется профиль упорной части 5 с винтовой поверхностью с шестнадцатью подушками 6 (рисунок 1.26в), т. е. с повышенной несущей способностью. На консоли тихоходного ротора 1 находится также основной шестеренный насос 7 компрессорного агрегата для подачи смазки. Для контроля температуры используются датчики 8. При высоких окружных скоростях и передаче больших мощностей взамен шевронного зацепления, для которого характерен высокий уровень шума, может быть применено косозубое зубчатое зацепление с двусторонним упорным подшипником на быстроходных роторах. Такие конструкции мультипликаторов, например, используются в иностранных машиностроительных организациях, например, Voith Turbo.

Приведенный выше анализ позволяет сделать вывод, что упорные подшипники скольжения различных конструкций достаточно широко используются в компрессорах динамического и объемного действия на разные давления и производительности. В зависимости от условий работы и поставленных задач применяются подшипники либо с неподвижными, либо с самоустанавливающимися подушками.

Упорные подшипники с самоустанавливающимися подушками обладают лучшими демпфирующими свойствами, что особенно актуально при осевых колебаниях и биении упорного диска ротора. Подушка способна сама устанавливать необходимый угол с поверхностью упорного диска, работая в оптимальных условиях в широком диапазоне изменения свойств смазки и частоты вращения упорного диска. В линейных одновальных центробежных компрессорах, где они в основном применяются, расположение опорно-упорного подшипника со свободной стороны консоли ротора облегчает установку датчиков температуры вблизи рабочей поверхности для контроля за состоянием и работой упорного подшипника. Однако эти подшипники более трудоемки в изготовлении и обладают большими осевыми габаритами, а также конструктивно сложнее связаны в едином пакете с опорными подшипниками.

Упорные подшипники с неподвижными подушками, напротив, обладают своими преимуществами: обеспечивают пуск и остановку компрессора под нагрузкой, технологически просты, совмещенный опорно-упорный подшипник менее габаритный, а сам упорный подшипник обладает более «жесткой» характеристикой. Последнее свойство позволяет делать меньшими зазоры со стороны нагнетания винтового компрессора между торцами роторов и корпусом, что, естественно, уменьшает перетечки сжимаемого газа между камерами и повышает общий КПД компрессора. «Жесткость» смазочного слоя упорного подшипника с неподвижными подушками также можно увеличить конструктивно за счет уменьшения глубины клинового скоса. К недостаткам можно отнести изменение характеристик упорного подшипника при стирании баббитового слоя (уменьшение клинового скоса) с течением времени и сложность установки термопар, например, в опорно-упорных подшипниках отечественных мультипликаторных ЦК.

Основные характерные параметры линейных одновальных и мультипликаторных центробежных компрессоров, а также винтовых компрессоров, с указанием исполнения, размеров и числа подушек упорных подшипников скольжения, применяемых при проектировании в конструкциях компрессоров разработки АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», приведены в сравнительных таблицах приложения А.

### **1.3 Анализ конструкций упорных подшипников скольжения**

Существующее стремление производителей к увеличению единичной мощности центробежных и винтовых компрессоров [5, 34] приводит к экстремальным условиям работы упорного подшипника скольжения, которые ограничены окружной скоростью до 170 м/с на внешнем диаметре поверхности упорного диска и удельной осевой нагрузкой (приложенная нагрузка делится на общую площадь подушек) до 5,0 МПа на рабочей поверхности подшипника [22]. В смазочном слое подшипника в этом случае выделяется существенное количество теплоты (максимальная температура смазки  $t_{\max}$  может достичь 110 °С и более). Процесс течения в смазочном слое становится существенно неизотермичным. При этом происхо-

дит изменение плотности и особенно вязкости смазки, что приводит к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя, снижению несущей способности и в отдельных случаях к возникновению динамического режима работы упорного подшипника.

На рисунке 1.27 показаны ограничения области эксплуатации упорного подшипника скольжения с учетом окружной скорости на внешнем диаметре и удельной нагрузки. График предполагает баббитовую заливку рабочей поверхности и использование в качестве смазки нефтяное масло ISO VG 32 (для масла другого класса вязкости область применения может измениться) и его необходимо рассматривать в качестве исходной для начала анализа работы. Использование альтернативных материалов подшипников и синтетического масла может быть расширено до заштрихованной области экстремальных условий эксплуатации. Более высокие окружные скорости также могут быть достигнуты с жидкостями с более низкой вязкостью, однако при этом снижается несущая способность.

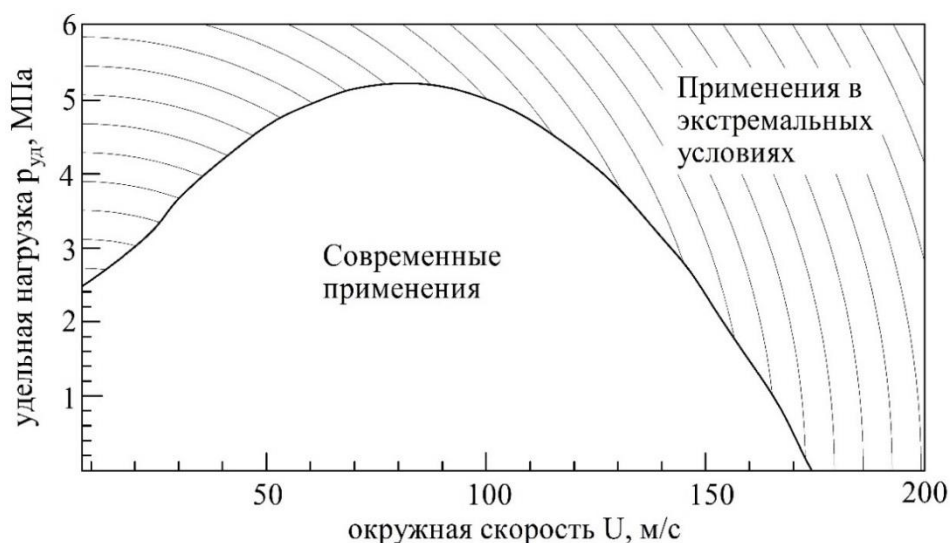


Рисунок 1.27 – Ограничения области применения упорного подшипника скольжения [22]

При низких окружных скоростях вращения несущая способность ограничена минимальной толщиной слоя. Способность подшипника создавать гидродинамическое давление прямо пропорциональна относительному движению, обеспечиваемому скоростью рабочей поверхности диска. Поэтому небольшие скорости ограничивают гидродинамическое давление, что приводит к образованию тонких слоев. По мере увеличения окружной скорости удельная нагрузка достигает мак-



симула. За пределами этого максимума удельная нагрузка снижается из-за эффекта вязкого сдвига. При высоких скоростях вязкий сдвиг масла вызывает значительную диссипацию кинетической энергии смазки и выделение теплоты, приближая материал поверхности подшипника (баббит) и масло (предполагается нефтяное масло ISO VG 32 [35]) до пределов рабочих температур.

При достаточно низкой приложенной нагрузке и высоких скоростях толщина смазочного слоя упорного подшипника может стать достаточно большой. Это отличает его от опорных подшипников, у которых рабочая толщина не может превышать радиальный зазор подшипника. В результате предел рабочей скорости для упорных подшипников несколько выше, чем для опорных.

Отдельное внимание необходимо уделять нестационарным режимам работы центробежных и винтовых компрессоров, при проявлении которых осевая нагрузка ротора становится изменяемой во времени и может превысить допустимое значение несущей способности упорного подшипника. Эти режимы возникают при пуске и остановке компрессорной машины, при изменении режимных параметров работы компрессора ( $p_{вс}$ ,  $t_{вс}$ ,  $p_n$ ,  $t_n$ ,  $\omega$  и др.), а также при таких динамических режимах, как вращающийся срыв и помпаж центробежного компрессора [6-13]. Они также могут возникнуть также при пульсациях давления на всасывании компрессора и нестабильной подаче рабочего газа. В этих условиях могут возникнуть значительные силовые нагрузки на различные элементы конструкции компрессора, что может вызвать их поломки. Согласно статистическим данным СКБ по компрессоростроению<sup>1</sup> и ЛПИ им. М. И. Калинина в среднем около 16 % всех неисправностей центробежных компрессоров происходит вследствие выхода из строя упорных подшипников скольжения. Следовательно, выбор конструктивного исполнения упорного подшипника имеет определяющее значение для надежности работы компрессорной машины.

Далее рассмотрим различные варианты конструкций упорного подшипника скольжения компрессорных машин.

---

<sup>1</sup> Отчет СКБ по компрессоростроению № 137-66, 1966 г.

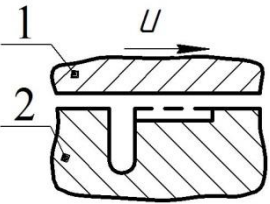
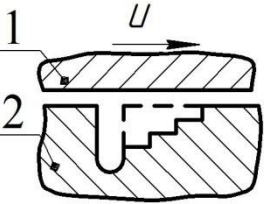
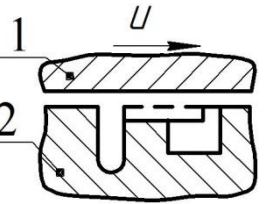
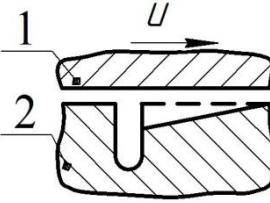
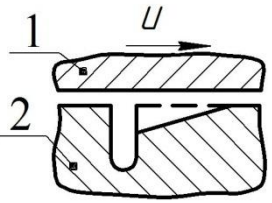
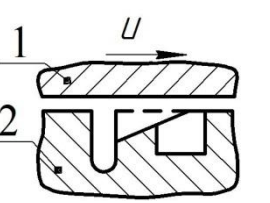
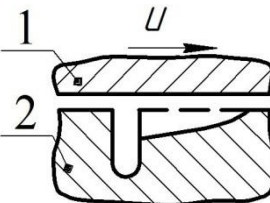
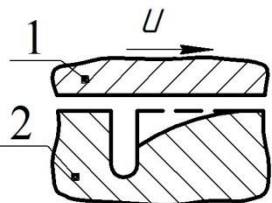
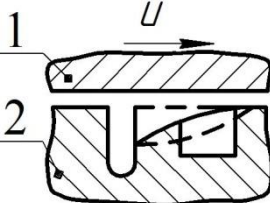
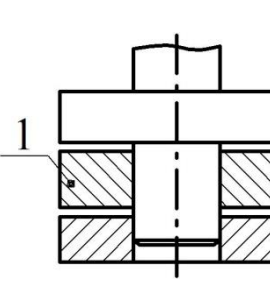
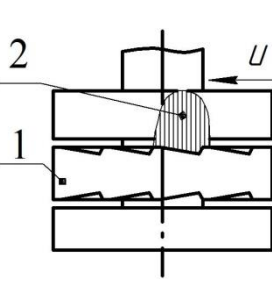
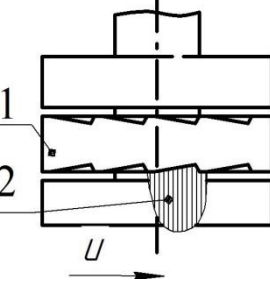
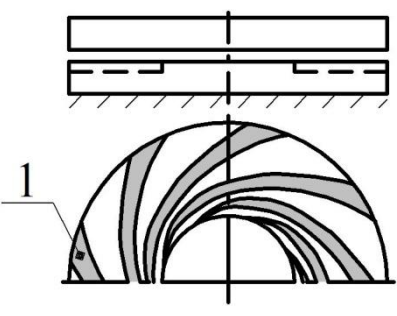
### ***1.3.1 Упорные подшипники с неподвижными подушками***

Неподвижные подушки упорного подшипника различаются по профилю изготавливаемой рабочей поверхности: плоская, клиновая или плоскоклиновая поверхности (таблицу 1.1). Также эти поверхности могут быть выполнены со специальным профилем или с карманом Уилкокка [36]. В радиальном направлении подушки могут иметь одну или две перемычки (таблица 1.1, штриховые линии рисунков). Перемычки помогают ограничить боковые утечки смазки подушки, что приводит к увеличению несущей способности. Однако такой профиль не подходит ни для случая низкоскоростных/высоких нагрузок, ни для высокоскоростных случаев, когда турбулентность в карманах становится проблемой. Сами неподвижные подушки с плоскоклиновой поверхностью могут быть изготовлены с разной конфигурацией в плане (профилем) рабочей поверхности: клиновой скос находится параллельно межподушечному маслоподводящему каналу (рисунок 1.28а), с изменяемой высотой зазора только в окружном направлении (рисунок 1.28б, в, г, д), в виде сужающегося по углу клина (рисунок 1.28е) или в виде профиля специального исполнения (рисунок 1.28ж, з, и).

К наиболее простым с технологической точки зрения относятся упорные подшипники с плоской формой зазора. Они находят применение при малых толщинах смазочного слоя (около 5...20 мкм) и удельных нагрузках до 0,7 МПа [39, 40]. Малость толщины смазочного слоя не позволяет их применять при высоких окружных скоростях из-за выделения значительного количества тепла и повышенной температуры смазки в слое. При более высоких толщинах (около 20...40 мкм) данные подшипники имеют пониженную несущую способность по сравнению с подшипниками с плоскоклиновой формой зазора. Создание сужающегося клина в основном зависит от тепловой деформации поверхности подушки, а также от неровностей поверхности из-за механической обработки.

С технологической точки зрения трудны в изготовлении подшипники с профилем рабочей поверхности в виде ступени Кэтлборо или Рэлея при сопоставимой несущей способности по сравнению с плоскоклиновыми подушками, поскольку отсутствует выход инструмента. Высота ступени, как правило, находится

Таблица 1.1 [37, 38]

| Отличительные признаки                                                                                       | Конструктивное исполнение                                                                                  |                                                                                                                   |                                                                                                                    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>I. Плоскопараллельные поверхности:<br/>1 – упорный диск,<br/>2 – неподвижная подушка</p>                  | <br><p>ступень Рэлея;</p> | <br><p>подушка Кэтлборо;</p>    | <br><p>с карманом Уилкокка</p>  |
| <p>II. Плоскоклиновые поверхности:<br/>1 – упорный диск,<br/>2 – неподвижная подушка</p>                     | <br><p>клиновой скос;</p> | <br><p>плоскоклиновой скос;</p> | <br><p>с карманом Уилкокка</p>  |
| <p>III. Поверхности специальной формы:<br/>1 – упорный диск,<br/>2 – неподвижная подушка</p>                 | <br><p>вогнутая;</p>     | <br><p>выпуклая;</p>           | <br><p>с карманом Уилкокка</p> |
| <p>IV. Реверсивный УПС с промежуточной плавающей шайбой:<br/>1 – плавающая шайба,<br/>2 – эпюра давления</p> | <br>                    | <br>                          | <br>                          |
| <p>V. УПС со спиральными канавками:<br/>1 – канавки</p>                                                      | <br>                   |                                                                                                                   |                                                                                                                    |

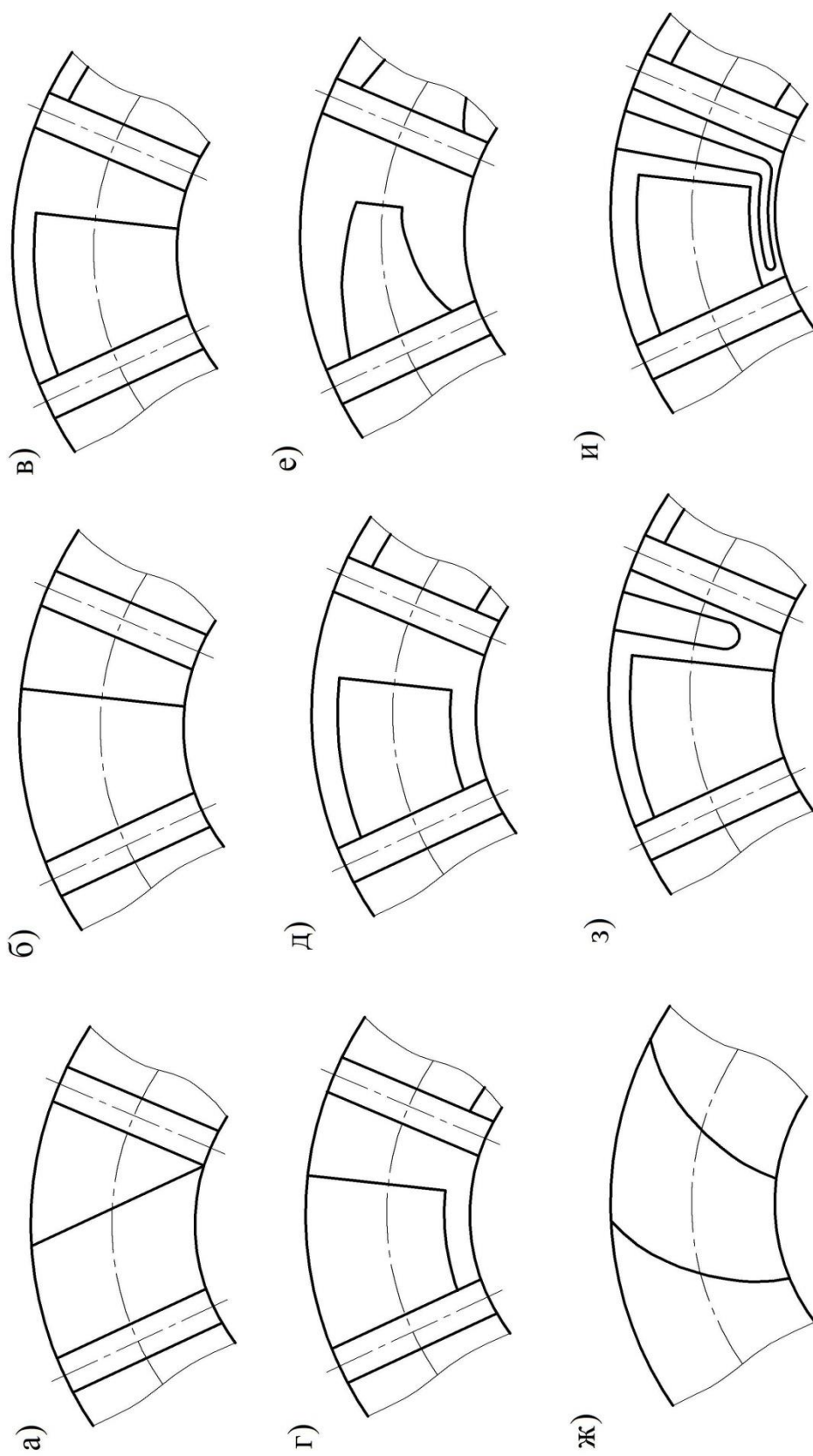


Рисунок 1.28 – Конфигурация в плане (профили) рабочих поверхностей неподвижных подушек  
упорного подшипника скольжения

в пределах 0,025...0,1 мм (сопоставима минимальной толщине смазочного слоя) и играет основную роль в создании гидродинамического давления. Такая конфигурация подушки может выдерживать гораздо более высокие удельные нагрузки до 2,0 МПа [40].

Подшипники при рабочей поверхности подушек со специальными профилями находят применение в ограниченных случаях и также трудны в изготовлении.

Плоскоклинковую поверхность сложнее изготовить, но она может выдерживать более высокие осевые нагрузки и работает в широком диапазоне окружных скоростей. Однако оптимальная толщина смазочного слоя достигается только при одном наборе режимных параметров, поскольку угол наклона скоса фиксированный. Плоская поверхность всегда обрабатывается вблизи выходной кромки подушки (примерно 10...20 % от общей площади подушки, рисунок 1.28). Плоская часть помогает выдерживать более высокие осевые нагрузки при запуске и останове компрессора без существенного износа. Этот подшипник имеет несущую способность до 2,8 МПа [40].

Первоначально нашли применение на практике упорные подшипники с параллельным радиальному межподушечному каналу клиновым скосом (рисунок 1.28а). Например, в ФРГ существовал стандарт DIN 7479 на упорные подшипники с данной конфигурацией подушек [41, 42]. Некоторое время спустя получили распространение подшипники с винтовой поверхностью клинового скоса (рисунок 1.28б), для которых характерно изменение толщины смазочного слоя только в окружном направлении [43]. С точки зрения возможности изготовления, восприятия нагрузки при отсутствии вращения, пуска и остановки под нагрузкой данные профили рабочих поверхностей являются наиболее распространенными и перспективными в компрессорной технике. В сравнении с клиновыми поверхностями подшипники с плоскоклинковыми рабочими поверхностями (рисунок 1.28а, б) обладают повышенной несущей способностью [44].

На предприятиях АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» в центробежных компрессорах в большинстве случаев при-

меняется профиль с параллельным межподушечному каналу скосом (рисунок 1.28а) в виду простоты изготовления, в том числе на координатно-расточных станках. Профиль с винтовой поверхностью (рисунок 1.28б) применяется реже из-за необходимости при изготовлении перемещения радиальной режущей кромки в двух направлениях (по высоте и в угловом направлении), преимущественно в мультипликаторах и винтовых компрессорах. Однако в иностранном компрессоростроении наиболее распространены подшипники с профилем винтовой поверхности, которые, например, применяются для восприятия осевой нагрузки тихоходных роторов мультипликаторных ЦК таких производителей, как Samsung TurboMaster, Cameron, Man Turbo, Atlas Copco и др. (рисунок 1.29).



*Рисунок 1.29 – Различные конструкции УПС с неподвижными подушками МЦК: а – фирма Waukesha (США), б – фирма Samsung (США/Южная Корея)*

В основу стандарта СТП 0502-227-78 «Упорные подшипники винтовых компрессоров. Типы, основные параметры и размеры» предприятий АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш», разработанного в СКБ по компрессоростроению, положена конструкция рабочей поверхности упорного подшипника скольжения с винтовой поверхностью клинового скоса (рисунок 1.30) [45, 46]. Основные размеры упорного подшипника скольжения стандарта СТП приведены в таблице приложения Б. Пример условного обозначения упорного подшипника СТП: 6ПУ1А, 6ПУ2, где 6 – типоразмер, ПУ – подшипник упорный, 1 – направление вращения ротора по часовой стрелке, 2 – направление вращения ротора против часовой стрелки, А – повышенная нагрузочная способность подшипника.



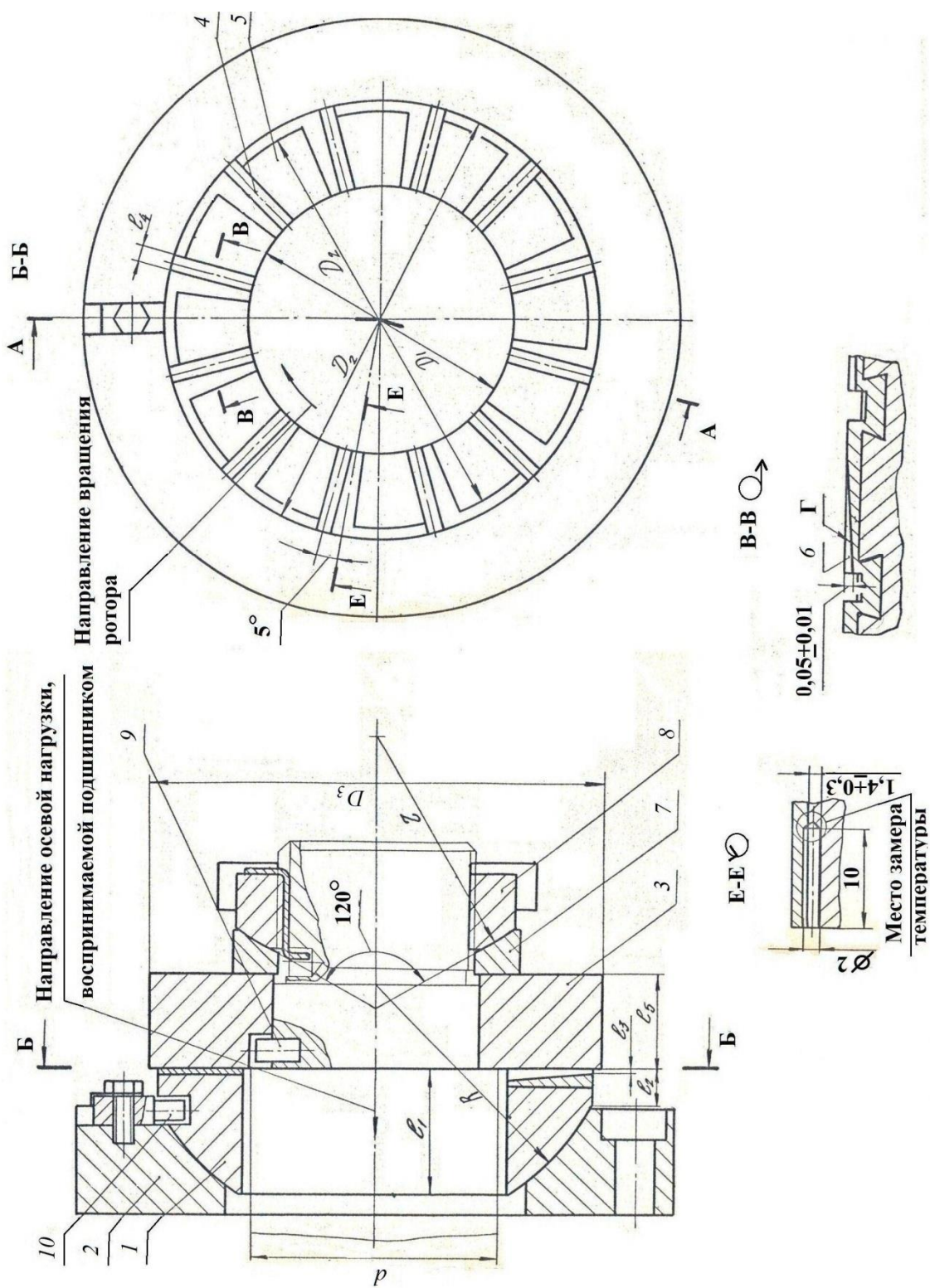


Рисунок 1.30 – Конструкция упорного подшипника скольжения, входящего в СТП 0502-227-78 предприятий АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш»

Сравнение статических характеристик УПС с неподвижными и самоустанавливающимися подушками, сопоставимых по геометрическим размерам, т. е. имеющих одинаковые число подушек  $z$ , внутренний и внешний диаметры  $D_1$  и  $D_2$ , угловую протяженность подушки  $\theta_n$  и др., указывает на более «жесткую» характеристику УПС с неподвижными подушками при изменении величины осевой нагрузки  $F_{oc}$  (рисунок 1.31). При данном расчете винтовая поверхность представлена при оптимальных фиксированных параметрах УПС с неподвижными подушками, а именно глубине  $\Delta h = h_1 - h_2 = 0,05 \dots 0,09$  мм и угловой протяженности  $\theta_k = 3/4 \cdot \theta_n$  клинового скоса [37]. Из рисунка 1.31 видно, что скорость уменьшения минимальной толщины смазочного слоя  $h_2$  при увеличении осевой нагрузки  $F_{oc}$  медленнее при винтовой поверхности относительно скорости изменения УПС с самоустанавливающимися подушками, а жесткость смазочного слоя винтовой поверхности  $K = \tan \alpha = dF_{oc} / dh$  выше. При этом следует отметить более плавное восприятие нагрузки  $F_{oc}$  самоустанавливающимися подушками.

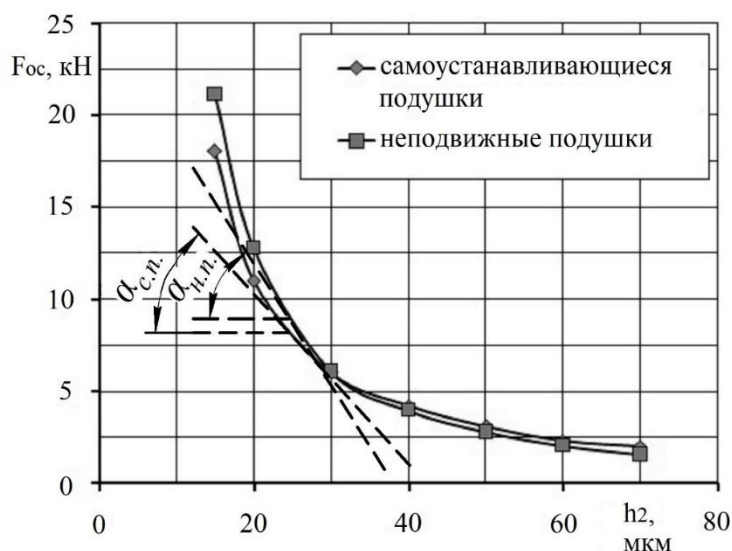


Рисунок 1.31 – График изменения минимальной толщины смазочного слоя  $h_2$  двух исполнений УПС от осевой нагрузки  $F_{oc}$

Динамические режимы работы УПС отражены в работах различных авторов. Так, применительно к гидродинамическим УПС с неподвижными подушками изучение динамических характеристик представлено в работе [47]. На основе теоретических исследований автором сделаны выводы, что коэффициенты жестко-



сти  $K$  и демпфирования  $B$  непрерывно возрастают с увеличением частоты вращения, с уменьшением толщины смазочного слоя и температуры, а также при снижении угла наклона подушек подшипника как в радиальном ( $\gamma_r$ ), так и в окружном ( $\gamma_\phi$ ) направлениях. Однако вычислительные эксперименты проведены для водной смазки, конструкция УПС не содержит межподушечные каналы для подвода смазки, и рассмотрена подушка подшипника только с клиновой поверхностью (отсутствует плоская площадка).

### ***1.3.2 Упорные подшипники с самоустанавливающимися подушками***

В мультипликаторных ЦК при компоновке рабочих колес по схеме «спина к спине» (см. рисунок 1.18) суммарная осевая нагрузка определяется разностью между двумя противоположными осевыми усилиями и направлена в сторону привода [48, 49]. В линейных одновальных ЦК осевая нагрузка может быть скомпенсирована посредством разгрузочного поршня (думмиса) (см. рисунки 1.14, 1.15а). В конструкциях ЦК с вертикальным разъемом корпуса при больших давлениях нагнетания также возможно расположение рабочих колес по схеме «спина к спине» (рисунок 1.15б). Остаточная осевая нагрузка компрессора в этом случае направлена в сторону всасывающего патрубка, поскольку из-за совпадения направления протечек в концевой ступени ее неуравновешенная осевая нагрузка меньше по сравнению с остальными ступенями. Направление указано при условии одинакового количества противоположно расположенных ступеней, одинаковых зазорах и равенстве диаметров межступенчатых, межсекционных и межкамерных лабиринтных уплотнений.

Результирующая осевая нагрузка на УПС зависит также от величины градиентов давлений, вызванных утечками через лабиринтные уплотнения рабочих колес и межступенчатые уплотнения [50]. Следует понимать, вследствие перетечек газа и значительных потерь мощности на трение думмисы приводят к уменьшению КПД компрессора. Полное уравнивание осевых нагрузок возможно лишь в номинальном (расчетном) режиме работы компрессора. В случае применения в центробежном компрессоре двустороннего УПС с самоустанавливающимися подушками, потери мощности на трение в них несущественно зависят от из-

менения нагрузки [37, 51]. Следовательно, наиболее целесообразно значительную часть осевых сил воспринимать упорным подшипником, а размеры думмиса принимать минимальными. Это привело бы в целом к увеличению КПД центробежного компрессора.

Основные отличительные признаки, варианты исполнения, а также преимущества и недостатки различных конструкций упорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками компрессорных машин представлены в таблице 1.2.

### ***1.3.3 Конструктивные и организационные способы эксплуатации упорных подшипников***

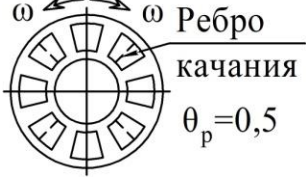
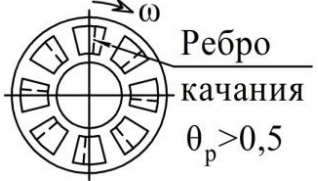
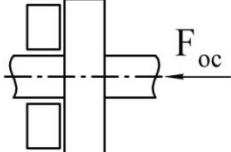
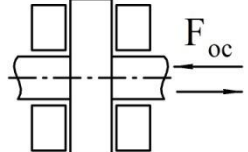
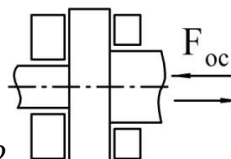
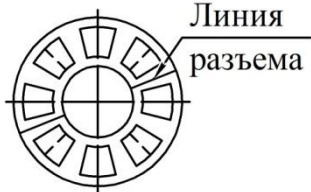
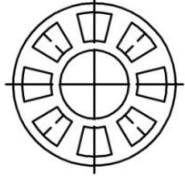
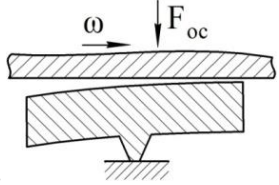
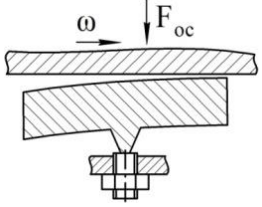
Рассмотрим отдельно конструктивные и организационные способы, определяющие статические и динамические характеристики упорных подшипников скольжения с неподвижными и самоустанавливающимися подушками компрессорных машин.

**Способы, влияющие на несущую способность упорного подшипника с учетом двух факторов ограничения:  $h_{\min}$  и  $t_{\max}$ .**

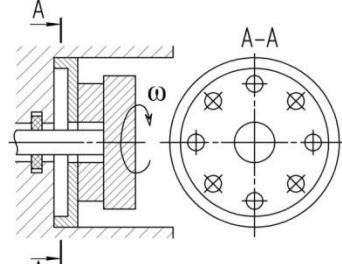
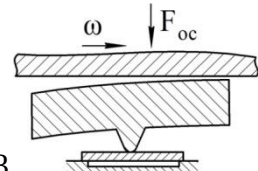
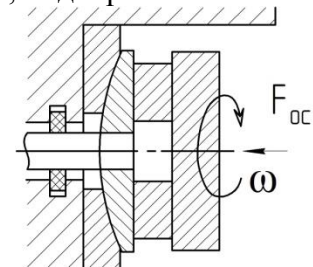
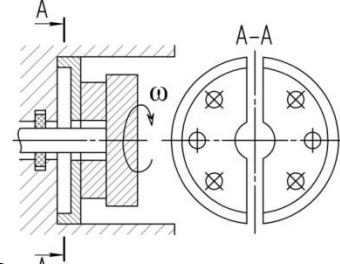
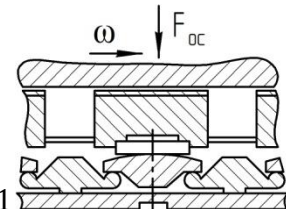
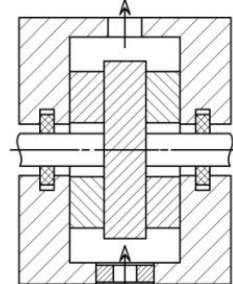
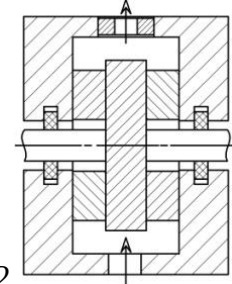
На толщину и в целом температурный уровень смазочного слоя упорного подшипника непосредственно влияет равномерность распределения осевой статической нагрузки между подушками. В зависимости от нагрузки, окружных скоростей и величины допустимого перекоса упорного диска применяются различные выравнивающие системы.

При небольших перекосах упорного диска за счет высокой точности изготовления и небольших допусков на размер деталей применяется упорный подшипник без выравнивающей системы типа Митчеля. Например, в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» применяется опорно-упорный подшипник по лицензии фирмы Dresser-Clark в зависимости от диаметра шейки вала 88.9, 101.6, 114.3, 139.7, 152.4 мм (рисунок 1.32). В связи с созданием нового ряда крупногабаритных ступеней центробежных компрессоров разработаны дополнительные типоразмеры опорных и опорно-упорных подшипников на диаметры шеек вала 250 и 300 мм.

Таблица 1.2

| Отличительные признаки                                                                                                                                      | Конструктивное исполнение, преимущества и недостатки                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>I. По направлению вращения упорного диска:</p> <p>1. Реверсивные</p> <p>2. Нереверсивные</p>                                                             | <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>1.</p> <p>+: возможность вращения диска в обе стороны<br/>–: неоптимальная величина <math>\theta_p</math></p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>2.</p> <p>+: оптимальная величина <math>\theta_p</math>, повышенная нес. способность<br/>–: вращение диска определено одним направлением</p> </div> </div>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| <p>II. По характеру воспринимаемой осевой нагрузки:</p> <p>1. Односторонние</p> <p>2. Двусторонние</p> <p>2.1 Симметричные</p> <p>2.2 Несимметричные</p>    | <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>1.</p> <p>+: простота конструкции; малые габариты<br/>–: восприятие однонаправленной осевой нагрузки</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>2.1</p> <p>+: восприятие двунаправленной осевой нагрузки, в том числе при динамическом режиме работы<br/>–: усложнение конструкции</p> </div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>2.2</p> <p>+: восприятие двунаправленной осевой нагрузки, расчет оптимальной конструкции подшипника с обеих сторон<br/>–: увеличение числа деталей подшипника</p> </div> </div> |
| <p>III. По конструктивному оформлению:</p> <p>1. С разъемом упорного пакета</p> <p>2. Без разъема упорного пакета</p>                                       | <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>1.</p> <p>+: возможность разборки подшипника без снятия ротора<br/>–: необходимость герметизации линии разъема</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>2.</p> <p>+: цельность конструкции; восприятие повышенного силового воздействия нагрузок<br/>–: необходимость снятия ротора при разборке подшипника</p> </div> </div>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |
| <p>IV. По способу выравнивания осевой нагрузки между подушками</p> <p>1. На жесткой основе</p> <p>2. С индивидуальным регулированием прилегания подушек</p> | <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>1.</p> <p>+: простота конструкции<br/>–: сложность выравнивания нагрузки; повышенная точность изготовления подушки</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>2.</p> <p>+: выровненная осевая нагрузка между подушками подшипника<br/>–: индивидуальная регулировка каждой подушки; невозможность демпфирования переменной осевой нагрузки</p> </div> </div>                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |

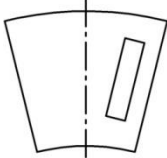
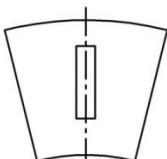
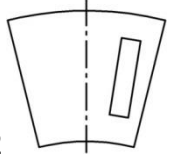
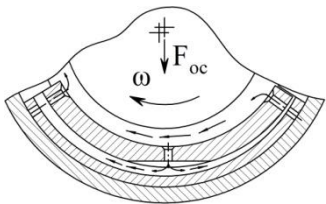
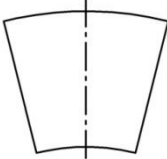
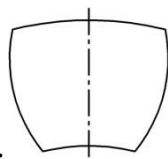
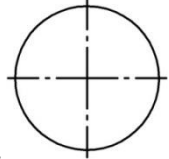
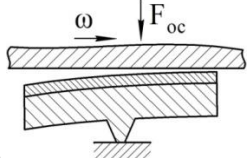
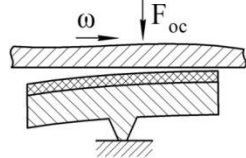
## Продолжение таблицы 1.2

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><b>3. Упругодемпфируемые выравнивающие устройства</b></p> <p>3.1 С пружинным цельным кольцом</p> <p>3.2 С пружинным полукольцом</p><br><br><p>3.3 С индивидуальной пластиной под каждую подушку</p><br><br><p><b>4. С подвижным выравнивающим устройством</b></p> <p>4.1 Подшипник Кингсберри</p> <p>4.2 Подшипник со сферической опорой</p> |  <p>3.1</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ : возможность выравнивания нагрузки; цельность конструкции; равномерный прогиб пружинного кольца при переменной осевой нагрузке</li> <li>- : необходимость снятия ротора при разборке подшипника; подбор пружинного кольца</li> </ul>  <p>3.3</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ : возможность выравнивания и демпфирования переменной осевой нагрузки; отсутствие ударной нагрузки при повторной смене знака осевого усилия</li> <li>- : неравномерный прогиб каждой подушки из-за разных толщин пластин</li> </ul>  <p>4.2</p> |  <p>3.2</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ : возможность выравнивания нагрузки и разборки пружинного кольца без снятия ротора</li> <li>- : неравномерный прогиб пружинных колец при переменной осевой нагрузке</li> </ul>  <p>4.1</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ : совместное выравнивание подушками осевой нагрузки</li> <li>- : увеличение осевых габаритов; ухудшение работоспособности со временем из-за износа рычажной системы; возникновение ударной нагрузки при повторной смене знака осевого усилия</li> </ul> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ : возможность выравнивания нагрузки и устранения перекоса поверхности подшипника относительно упорного диска</li> <li>- : усложнение конструкции; точность выполнения сферической опоры</li> </ul> |
| <p><b>V. По организации снабжения смазкой упорного подшипника</b></p> <p><b>1. Способы регулирования смазки</b></p> <p>1.1 С регулирующим элементом расхода смазки на входе в подшипник</p> <p>1.2 С регулирующим элементом расхода смазки на выходе из подшипника</p>                                                                          |  <p>1.1</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ : уменьшенные «дисковые» потери мощности на трение</li> <li>- : возможность возникновения режима «обедненной» смазки</li> </ul>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |  <p>1.2</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ : стабильная подача смазки на входе в зазор; простота регулирования расхода смазки</li> <li>- : повышенные «дисковые» потери мощности на трение</li> </ul>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |

Продолжение таблицы 1.2

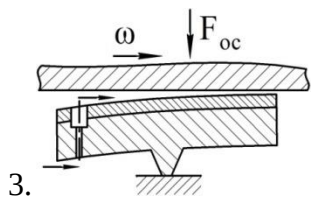
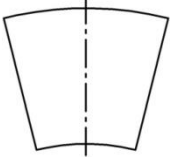
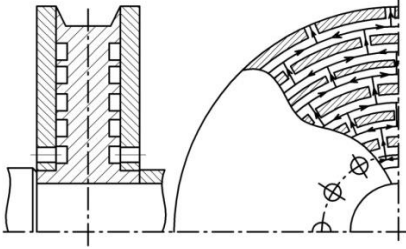
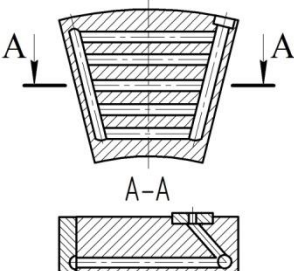
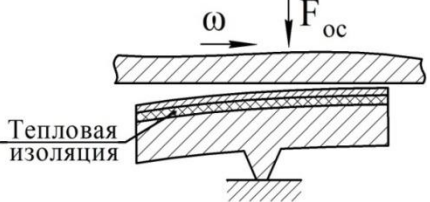
|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>2. Способы подвода смазки в корпусе подшипника</p> <p>2.1 От центра к периферии</p> <p>2.2 От периферии к центру</p><br><p>2.3 Индивидуальный подвод к каждой подушке</p><br><p>3. Способы отвода смазки из корпуса</p> <p>3.1 Через радиальные каналы в верхней половине</p> <p>3.2 Через уплотнения цилиндрической поверхности упорного диска</p><br><p>3.3 Тангенциальный отвод смазки</p> | <div data-bbox="726 208 909 414"> </div> <p>2.1</p> <p>+: уменьшенная турбулентность потока смазки; стабильная подача смазки на входе в зазор<br/>–: повышенные потери мощности на трение</p> <div data-bbox="646 660 949 817"> </div> <p>2.3</p> <div data-bbox="646 862 997 1176"> </div> <p>3.1</p> <p>+: стабильная подача смазки на подшипник; простота конструкции<br/>–: повышенный расход смазки</p> <div data-bbox="646 1377 1029 1668"> </div> <p>3.3</p> | <div data-bbox="1220 208 1404 414"> </div> <p>2.2</p> <p>+: удобство подвода и слива смазки<br/>–: повышенные потери мощности на трение; нестабильная подача смазки</p> <p>+: пониженные потери мощности на трение; оптимальный расход смазки<br/>–: усложнение конструкции</p> <div data-bbox="1220 862 1404 1086"> </div> <p>3.2</p> <p>+: возможность регулирования расхода смазки; пониженный расход смазки<br/>–: усложнение конструкции; переменный зазор между расходными кольцами и диском при вибрации диска</p> <p>+: отсутствие завихрения потока смазки на выходе из подшипника; пониженные «дисковые» потери мощности на трение<br/>–: усложнение конструкции; увеличенные радиальные размеры; повышенный расход смазки</p> |
| <p>VI. По способу опирания тыльной поверхности подушки</p> <p>1. Со сферической опорой</p> <p>2. С цилиндрической опорой (ребро качания)</p>                                                                                                                                                                                                                                                     | <div data-bbox="686 1697 933 1859"> </div> <p>1.</p> <p>+: самоустановка подушки во всех направлениях<br/>–: опора подушки в одной точке, что приводит со временем к смятию материала опоры</p>                                                                                                                                                                                                                                                                     | <div data-bbox="1181 1697 1428 1859"> </div> <p>2.</p> <p>+: простота конструкции; касание опоры по линии<br/>–: самоустановка подушки только в направлении скольжения</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |

Продолжение таблицы 1.2

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>3. С осью поворота в виде</p> <p>3.1 Ребра, расположенного параллельно входной или выходной кромке подушки</p> <p>3.2 Радиального ребра, смещенного относительно оси симметрии подушки</p> <p>3.3 Радиального ребра, расположенного без эксцентриситета относительно оси симметрии подушки</p> <p>4. С гидростатической опорой тыльной стороны подушки</p> | <div style="text-align: center;">  <p>3.1</p> </div> <p>+: равномерный по площади вход или выход смазки из смазочного слоя подушки (<math>h_{\min} = \text{const}</math>)</p> <p>–: переменный зазор между поверхностями подушки и диска по радиусу и углу; нереверсивность</p> <div style="text-align: center;">  <p>3.3</p> </div> <p>+: реверсивность</p> <p>–: пониженная нес. способность из-за неоптимального расположения ребра</p> | <div style="text-align: center;">  <p>3.2</p> </div> <p>+: образование клина между поверхностями подушки и диска только по углу; возможность оптимального расположения ребра</p> <p>–: нереверсивность</p> <div style="text-align: center;">  <p>4.</p> </div> <p>+: демпфирование колебаний при переменной нагрузке, увеличенный коэффициент <math>m_0</math></p> <p>–: сложность конструкции и изготовления; пониженный ресурс работы</p> |
| <p>VII. По геометрической форме подушки</p> <p>1. Секторные</p> <p>2. Круговые</p> <p>3. С профилированными очертаниями</p>                                                                                                                                                                                                                                   | <div style="text-align: center;">  <p>1.</p> </div> <p>+: равномерный вход и выход смазки из смазочного слоя по всем граням подушки; простота изготовления</p> <p>–: невозможность дополнительного профилирования</p> <div style="text-align: center;">  <p>3.</p> </div>                                                                                                                                                             | <div style="text-align: center;">  <p>2.</p> </div> <p>+: простота изготовления</p> <p>–: возможность возникновения турбулентного режима работы</p> <p>+: возможность создания оптимальной конструкции подушки; повышенная нес. способность</p> <p>–: сложность изготовления</p>                                                                                                                                                                                                                                             |
| <p>VIII. По конструкции рабочей поверхности подушки</p> <p>1. С жесткой поверхностью, состоящей из сочетания стали с баббитом, медью, латунью, алюминием или из керамического материала</p>                                                                                                                                                                   | <div style="text-align: center;">  <p>1.</p> </div> <p>+: простота и точность изготовления подушки; повышенный теплоотвод от рабочей поверхности подушки</p> <p>–: неработоспособность при повышенных температурах</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                    | <div style="text-align: center;">  <p>2.</p> </div> <p>+: работоспособность при повышенных температурах и силовых нагрузках, в том числе ударных</p> <p>–: сложность и дороговизна изготовления</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |



## Окончание таблицы 1.2

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>2. С податливой поверхностью, состоящей из пластмассы, резиноподобных материалов и др.</p> <p>3. С профилированными поверхностями (карманы, выточки, заходные кромки, отверстия для подвода смазки под давлением)</p>                                                                                                                                                       | <div style="display: flex; align-items: center; justify-content: space-around;">  <div style="text-align: right;"> <p>+: увеличение стабильности работы и виброустойчивости; повышенная нес. способность</p> <p>–: усложнение конструкции, пониженный ресурс работы</p> </div> </div>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| <p>IX. По способу отвода тепла от смазочного слоя</p> <p>1. С естественной конвекцией смазки смазочного слоя</p> <p>2. Принудительным охлаждением рабочей жидкостью или водой:</p> <p style="padding-left: 20px;">2.1 Подушки подшипника</p> <p style="padding-left: 20px;">2.2 Упорного диска</p> <p>3. Без отвода тепла (теплоизолированная рабочая поверхность подушки)</p> | <div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="display: flex; width: 100%; justify-content: space-around; margin-bottom: 20px;"> <div style="text-align: center;">  <p>1.</p> </div> <div style="text-align: right;"> <p>+: простота конструкции</p> <p>–: отсутствие дополнительного охлаждения смазочного слоя</p> </div> </div> <div style="display: flex; width: 100%; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>2.2</p> </div> <div style="text-align: right;"> <p>+: пониженная температура упорного диска и смазочного слоя; повышенная нес. способность</p> <p>–: усложнение конструкции (трудность охлаждения вращающегося элемента); пониженный ресурс работы</p> </div> </div> <div style="display: flex; width: 100%; justify-content: space-around; margin-top: 20px;"> <div style="text-align: center;">  <p>2.1</p> </div> <div style="text-align: right;"> <p>+: пониженная температура подушки и смазочного слоя; повышенная нес. способность</p> <p>–: усложнение конструкции; уменьшение ресурса работы</p> </div> </div> <div style="display: flex; width: 100%; justify-content: space-around; margin-top: 20px;"> <div style="text-align: center;">  <p>3.</p> </div> <div style="text-align: right;"> <p>+: пониженное воздействие высокой температуры на рабочую поверхность и материал подушки</p> <p>–: пониженный теплоотвод за счет теплопроводности; повышенная температура смазочного слоя; пониженная нес. способность</p> </div> </div> </div> |

Упорная часть подшипника включает в себя два подпятника 1, 2, расположенные в корпусе 3 подшипника с рабочей и нерабочей сторон упорного диска. Подпятник представляет собой несущее кольцо 4 с установленными в нем подушками 5. Осевая нагрузка от ротора передается посредством диска комплектам подушек 5, которые тыльными ребрами или сферической поверхностью (разные варианты) опираются на несущее кольцо 4. Внутренние осевые винты фиксируют

подушки 5 в окружном и радиальном направлениях. Упоры 6 ограничивают подушки 5 от выпадания и не мешают им качаться при самоустановке. Расход смазки через упорную часть определяется величиной зазора в уплотнительном кольце 7 и диаметром отверстия жиклера 8, установленном в корпусе 3. Взаимное положение опорно-упорного подшипника достигается за счет подшлифовки внешнего установочного кольца между корпусом 9 и корпусом компрессора, а суммарный осевой зазор (разбег)  $h_s$  – за счет подшлифовки внутреннего дистанционного кольца 10 [52]. Угол отклонения ребра качания от входной кромки подушки определяет величину  $\bar{\theta}_p = \theta_p / \theta$ . При центральном расположении ребра подшипник становится реверсивным с возможностью вращения диска в обоих направлениях. Это позволяет уменьшить количество запчастей и исключает ошибки установки. Оптимальное значение  $\bar{\theta}_p$  является расчетной величиной и зависит от режимных параметров [27, 53]. Однако, как правило, принимается равным 0,5; 0,55; 0,6.

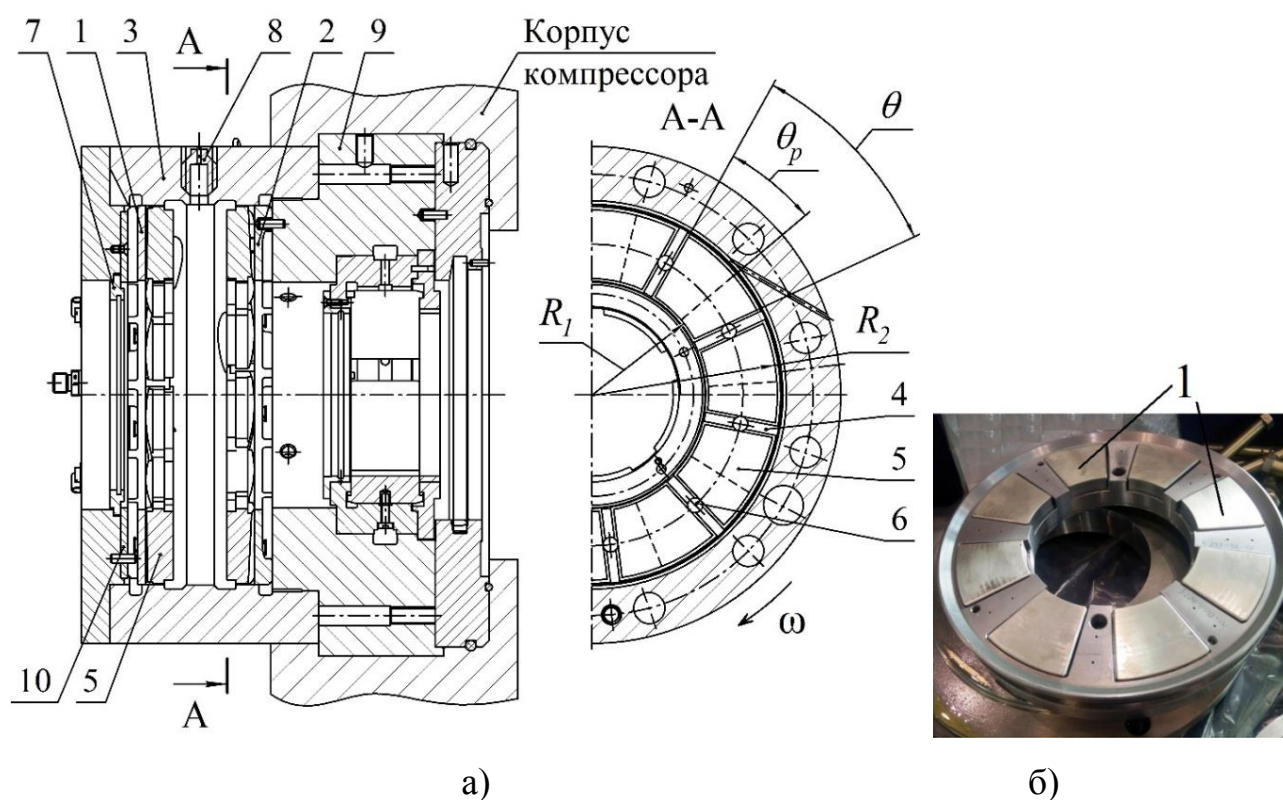


Рисунок 1.32 – Конструктивная схема опорно-упорного подшипника типа Митчеля фирмы Dresser-Clark, применяемого в АО «НИИТурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (а), внешний вид упорного подшипника (б):  
1 – самоустанавливающиеся подушки



При увеличении осевых нагрузок фактор неравномерного распределения становится значимым. Под действием биения от перекоса диска или при перекосе подушек, при осевой вибрации ротора может произойти касание подушки поверхности упорного диска. Это приведет к значительному увеличению силы трения, развороту подушки в сторону уменьшения угла поворота и, как следствие, к росту температуры и выплавлению баббита наиболее нагруженной подушки. Для предотвращения представленного сценария в современных компрессорах существует выравнивание нагрузок по подушкам путем применения податливых упругих опор (пружин) или выравнивающей системы Кингсбери.

Например, на предприятиях АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» применяется опорно-упорный подшипник согласно СТП 26-05-02-203-73 «Подшипники скольжения. Типы, конструкция, основные размеры и параметры», разработанный в СКБ по компрессоростроению [54]. Выбор подшипника осуществляется в зависимости от диаметра шейки ротора 55, 65, 75, 90, 110 мм. Опорный подшипник конструктивно заблокирован с упорным, и общая конструкция является опорно-упорной (рисунки 1.33, 1.34). Две половины корпуса 1 (рисунок 1.33) после предварительной мехобработки и контроля плоскостей разъема соединены между собой четырьмя болтами 2, два из которых призонные. Опорная часть может быть выполнена реверсивной или нереверсивной. Опорный подшипник включает пять подушек 3.

Упорная часть подшипника также может быть выполнена реверсивной или нереверсивной и является двухсторонней по отношению к восприятию остаточной осевой нагрузки. Она состоит из обоймы 4 и двух подпятников – внутреннего и внешнего. Пакет подпятников поджимается крышкой 5 с регулировочным кольцом 6, за счет которого выставляется суммарный осевой зазор  $h_s$  в упорном подшипнике. Внутренний подпятник состоит из сепаратора 7, в который установлены секторные подушки 8, упругие пластины 9 и несущее кольцо 10. Подушки 8 качаются на радиальных ребрах, опирающихся на пружинные пластины 9 (сечение В-В). Существует два варианта исполнения прогиба «подушка-пластина». За счет прогибов пластин 9 прямоугольной формы общая осевая нагрузка распределяется

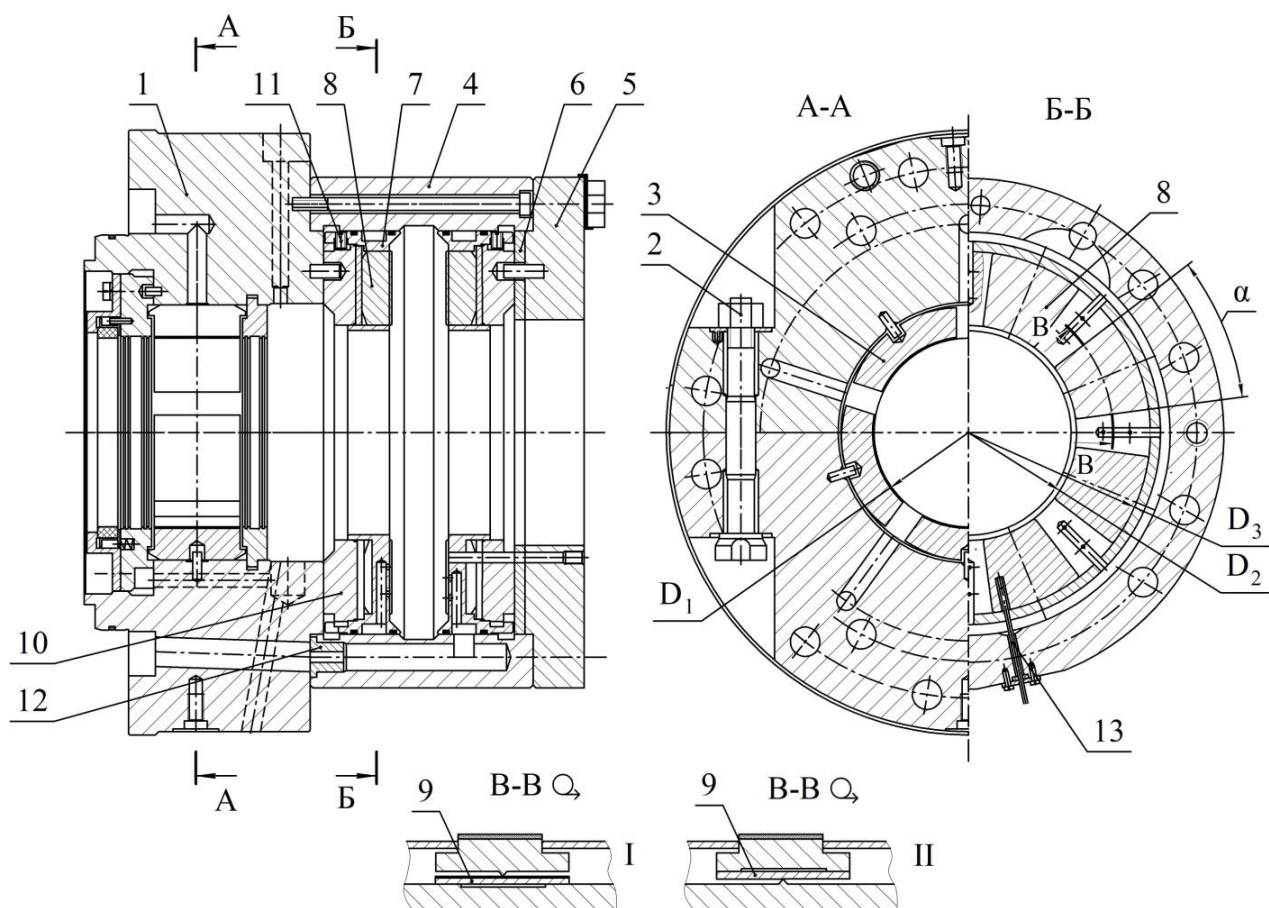


Рисунок 1.33 – Опорно-упорный подшипник конструкции СКБ по компрессоростроению согласно СТП 26-05-02-203-73, применяемый в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа»



а)

б)

Рисунок 1.34 – Расположение опорно-упорного подшипника стандарта СТП 26-05-02-203-73 в горизонтальном разрезе корпуса ЦК для сжатия кислорода (а), внешний вид упорного подшипника (б):  
1 – самоустанавливающиеся подушки

между рабочими подушками 8 более равномерно, поскольку каждая подушка имеет индивидуальный прогиб от нагрузки. Для предотвращения смещения пружинных пластин 9 в сепараторе выполнены специальные углубления, а весь пакет фиксируется винтом 11, ввернутым в сепаратор. Внешний подпятник имеет аналогичную конструкцию. Количество масла, подаваемого в упорную часть, дозируется дюзами 12. Для контроля температуры масла в смазочном слое упорного подшипника устанавливается датчик температуры 13. Представленная конструкция опорно-упорного подшипника стандарта СТП 26-05-02-203-73 защищена авторским свидетельством СССР №507715 [55]. Основные размеры опорно-упорного подшипника скольжения стандарта СТП представлены в таблице приложения Б.

Опорно-упорные подшипники с подпятниками с горизонтальным разъемом применяются в ЦК с горизонтальным разъемом корпуса (см. рисунок 1.14), без разъема – в ЦК с вертикальным разъемом корпуса с повышенными давлением нагнетания и осевыми нагрузками (см. рисунок 1.15) [51, 54].

Следует отметить, что при применении податливых опор в конструкциях упорных подшипников перемещение пластин-рессор не должно выходить за пределы упругих деформаций, которые обычно значительно меньше возможных перекосов диска или подушек. Следовательно, при применении податливых опор происходит только частичное выравнивание усилий [26].

Наиболее высокую степень выравнивания статической нагрузки по подушкам дает система Кингсбери (рисунок 1.35). При работе подушка 1 может оказаться выше общей плоскости опорных поверхностей подушек. Тогда эта подушка воспринимает большее давление смазочного слоя и отходит вместе с сухарем 2 от упорного диска. В этот момент промежуточные сухари 3 вынуждены повернуться вокруг своей оси качания и приблизить к упорному диску соседние, менее нагруженные подушки 4 или 5. Подушки в осевом направлении ограничены стопорами 6. Связь подушки 1 с сухарем 2 происходит через промежуточный элемент 7. Именно представленное перемещение приводит к равномерному распределению нагрузки на каждую подушку подшипника. Подушки могут иметь как централь-

ную (реверсивные УПС), так и смещенную опору качания.

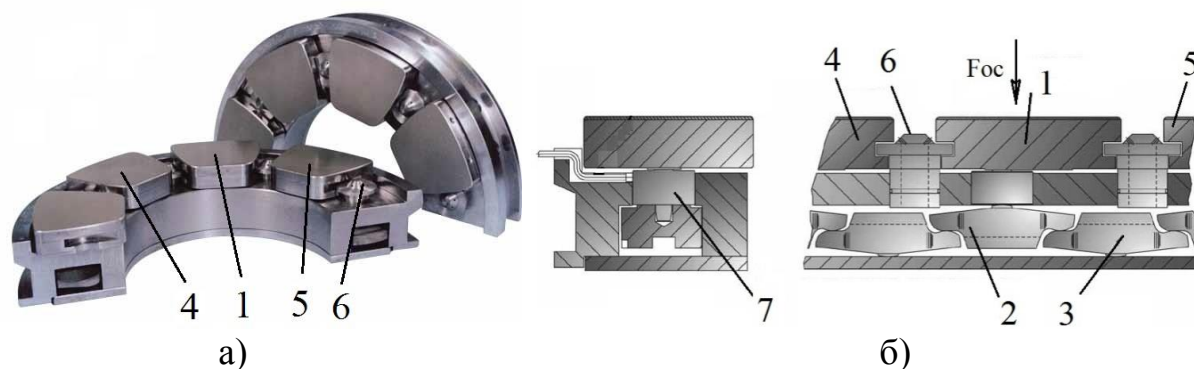


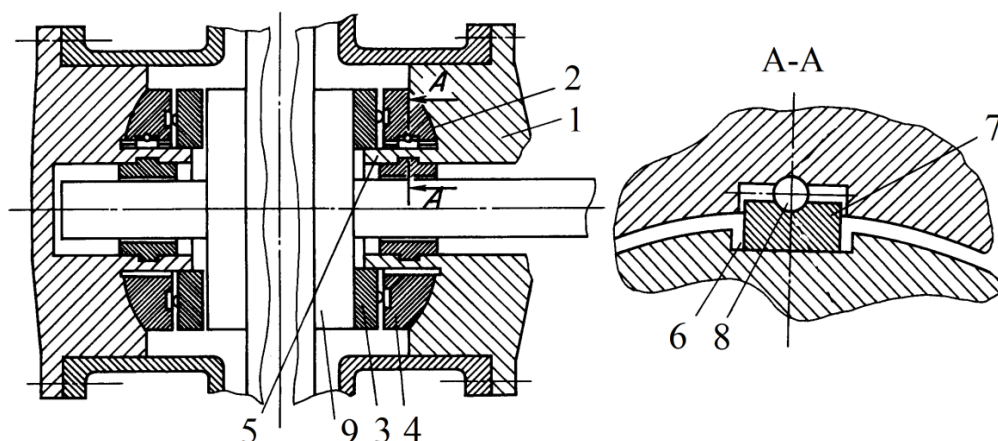
Рисунок 1.35 – Рычажная выравнивающая система Кингсбери:  
а – в конструкциях УПС фирмы Waukesha (США);  
б – общая схема рычажной системы

Наиболее ответственным элементом конструкции с выравнивающей системой Кингсбери является промежуточный сухарь 2, поскольку он определяет равновесие системы при сумме моментов всех действующих на него сил, равной нулю [56]. Однако и в подшипнике Кингсбери существует неравномерность распределения нагрузки, которая возникает из-за наличия трения в сложном рычажном механизме, неправильного конструирования и изготовления деталей подшипника.

Проблему трения между сухарями попытались решить инженеры ООО «ТРИЗ», которая использует в конструкциях упорных подшипников выравнивающую систему Кингсбери согласно патенту №2 305 212 С1 [57]. Основное отличие данной конструкции от аналогов заключается в размещении роликов между центральными и промежуточными сухарями, которые заменяют трение скольжения трением качения и способствуют более плавному повороту рычагов и равномерному распределению нагрузки между подушками.

Для исключения заклинивания подушек при вращении упорного диска, установленного с перекосом, может быть использован упорный подшипник со сферической выравнивающей системой. Такая конструкция, например, применена в СТП 0502-227-78 (см. рисунок 1.30). Подпятник 1 с неподвижными подушками 5 самоустанавливается относительно поверхности диска 3, поворачиваясь под осевой нагрузкой на необходимый угол. Этим обеспечивается равномерный зазор, одинаковые условия работы каждой подушки и, следовательно, повышение несущей способности подшипника. В случае применения самоустанавливающихся по-

душек может быть применена, например, конструкция согласно патенту №2 020 307 С1 (рисунок 1.36) [58]. Упорный подшипник включает корпус 1 со сферической расточкой 2. Подушки 3 находятся в обойме 4. В верхней части кольцевого выступа 5 корпуса 1 находится продольный паз 6. В нем установлены элемент 7 со стальным шариком 8. Имеется зазор между обоймой 4 и выступом 5. Элемент 7 с шариком 8 имеет возможность перемещаться в осевом направлении совместно с обоймой 4 при перемещениях диска 9. Благодаря тому, что продольные оси сферы обоймы 4 и сферической расточки 2 корпуса 1 совпадают путем подбора высоты элемента 7 с шариком 8, происходит самоустановка обоймы 4 с подушками 3 относительно поверхности диска 9. Этой конструкцией обеспечивается надежность работы подшипника без существенного увеличения габаритных размеров. Однако усложняется сборка УПС и повышаются требования к точности изготовления деталей подшипника.



*Рисунок 1.36 – Опорно-упорный подшипник со сферической выравнивающей системой (патент №2 020 307 С1)*

Следует отметить, что при динамическом нагружении на устойчивость работы упорного подшипника скольжения в осевом направлении будет влиять конструкция выравнивающей системы, например, система Кингсбери или упругое основание. Рассмотрим обе картины осевого перемещения. При нестационарном режиме работы центробежного компрессора, например, глубоком помпаже, при перемещении упорного диска с увеличением зазора  $h_p$  из-за уменьшения осевой нагрузки  $F_{ос}$ , в том числе при смене знака, возможен отрыв подушек от точек опоры с образованием зазора  $l$ . В случае применения системы Кингсбери (рису-



нок 1.37а) в последующем при обратном возрастании нагрузки  $F_{oc}$  при перемещении диска 1 с уменьшением зазора  $h_p$  происходит удар при посадке подушек 2 на точки опоры 3 сухаря 4. Это может привести к смятию сухаря 4 и выходу из строя непосредственно подушек 2. В случае применения упругих пластин 1 (рисунок 1.37б) система выравнивания из-за меньшей инерционности быстрее реагирует на переменную нагрузку  $F_{oc}$ , плавно изгибаясь под подушками 2 при перемещении диска 3, сглаживая ударную нагрузку на подушки 2 и сохраняя рабочий зазор  $h_p$ .

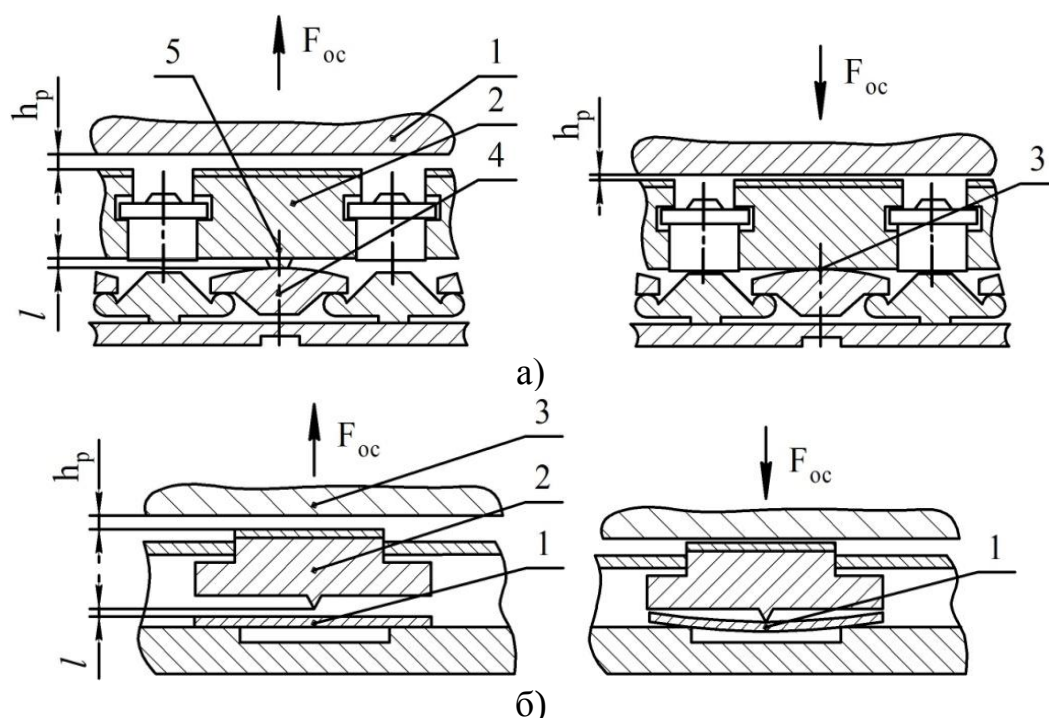


Рисунок 1.37 – Изменение положения двух вариантов выравнивающих систем УПС при переменной осевой нагрузке

Для выравнивания нагрузки между подушками упорного подшипника может быть использована также конструкция согласно патенту №2 368 819 С1 (рисунок 1.38) [59]. В корпусе подшипника 1 находятся самоустанавливающиеся подушки 2, которые поворачиваются относительно поверхности упорного диска 3 в кольцевой обойме 4. Подушки 2 прижимаются на дисковые упругие мембраны 5, жестко скрепленные с обоймой 4. На поверхности обоймы 4 под каждой мембраной 5 находятся камеры 6 цилиндрической формы, которые соединены между собой с помощью гидравлического кольцевого коллектора 7. Создается замкнутая система полостей, наполненная несжимаемой рабочей жидкостью 8 для гидрав-

лической связи камер 6 между собой. Коллектор 7 имеет связь с расширительным бачком 9. Бачок 9 связан с атмосферой. При работе равномерное распределение нагрузки между подушками 2 осуществляется путем упругой деформации мембран 5 при взаимной компенсации нагрузок путем передачи через жидкость 8 импульса давления от более нагруженной подушки к менее нагруженной через коллектор 7. Максимальная величина прогиба «а» мембран 5 является расчетной величиной. При останове и остывании рабочей жидкости 8 приоткрывается обратный клапан 10, и происходит частичное заполнение системы жидкостью из бачка 9. Использование данной конструкции позволяет повысить надежность работы УПС путем смягчения ограничения по температурным нагревам подушек при неравномерном нагружении. Постоянное наличие жидкости 8 между обоймой 4 и мембраной 5, а также упругий прогиб мембраны 5, дополнительно позволяют демпфировать переменную осевую нагрузку. Однако данная конструкция выглядит громоздкой, применение которой оправдано в крупных паровых и газовых турбинах. Элементы системы трудно рассчитываются, герметичность которой необходимо поддерживать с наработкой турбомашин.

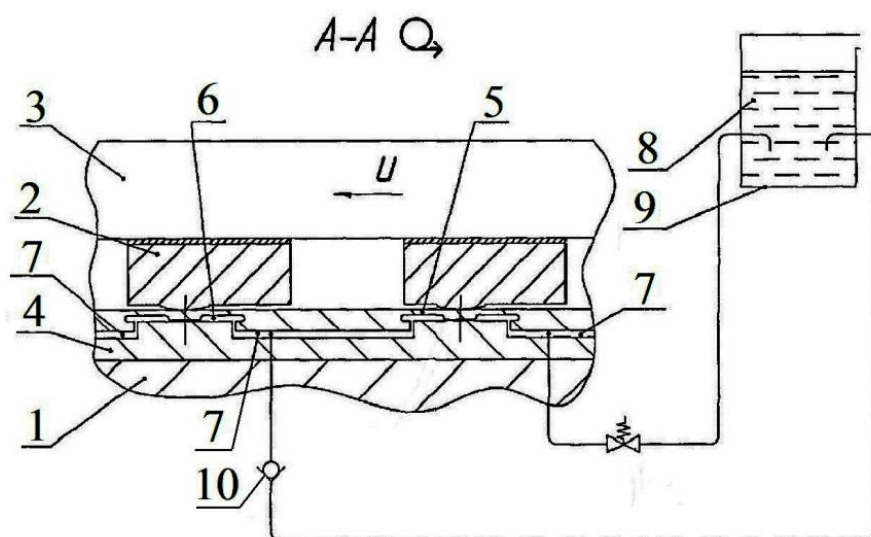


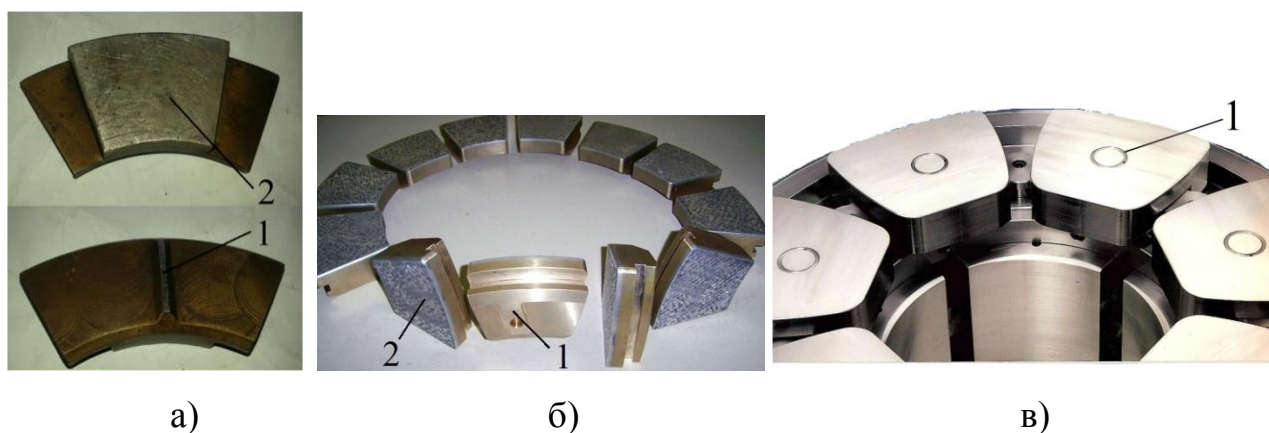
Рисунок 1.38 – Упорный подшипник с выравнивающей системой кольцевого коллектора (патент №2 368 819 C1)

### **Способы, влияющие на потребление энергии упорным подшипником.**

На потребление энергии упорным подшипником, т. е. на снижение потерь мощности на трение, оказывают влияние особенности конструкции элементов

подшипника, организация подвода и отвода смазки, а также способы его охлаждения.

Форма опоры самоустанавливающейся подушки оказывает существенное влияние на характеристики упорного подшипника. При работе возникающие гидродинамические давления приводят к силовым деформациям. Линейная радиально расположенная опора (рисунки 1.39а), в отличие от точечной, способствует более благоприятной форме деформации поверхности, обеспечивая повышение несущей способности и снижению потерь мощности. Некоторые фирмы, такие как АО «Силовые машины» (ПК ЛМЗ), располагают опору не в радиальном направлении, а параллельно выходной кромки подушки (рисунок 1.39б). В этом случае возникает равномерный зазор по высоте выходной кромки. В некоторых случаях для облегчения пуска под нагрузкой и создания жидкостного трения на начальном этапе на рабочей поверхности подушек крупногабаритного упорного подшипника дополнительно выполняются кольцевые канавки 1 с подводом смазки от насоса через отверстие (рисунок 1.39в).

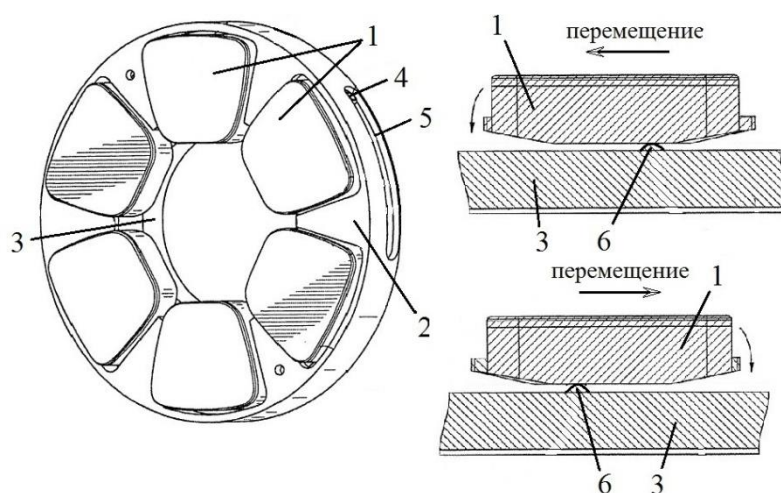


*Рисунок 1.39 – Расположение опоры качания самоустанавливающейся подушки: а – по центру подушки конструкции АО НИИТК, б – конструкция АО «Силовые машины» (ПК ЛМЗ) и кольцевые канавки на рабочей поверхности УПС фирмы Waukesha (США)*

В конструкции упорного подшипника согласно патенту №2 552 768 С2 (рисунок 1.40) [60] предложено перемещающееся тыльное ребро, которое обеспечивает оптимальное расчетное расположение ребра относительно подушки по направлению вращения диска. Подшипник содержит подушки 1, которые от осевого и радиального перемещения сдерживает сепаратор 2. Подушки 1 тыльной



стороной контактируют с несущим кольцом 3. На сепаратор 2 опираются симметрично расположенные относительно оси два штифта 4, имеющие выступ в прорезе 5 сепаратора 2. На внутренней поверхности несущего кольца 3 находятся продольные радиальные ребра 6, равномерно расположенные по окружности. В отличие от известных конструкций ребра 6 и подушки 1 конструктивно разделены на два элемента. Число ребер 6 равно числу подушек 1. Ребра 6 автоматически попадают в заранее рассчитанное угловое положение относительно подушек 1 при вращении несущего кольца 3. При изменении направления вращения упорного диска ребра 6 совместно с несущим кольцом 3 под подушками 1 перемещаются от одной подушки к соседней. От полного перемещения кольца 3 защищают штифты 4. Угол перемещения определяется угловой протяженностью прорезей 5. Этим достигается оптимальное положение подушек при опирании на ребра с обеспечением реверсивности упорного подшипника. Однако надежность поворотной конструкции определяется пределом прочности на сдвиг применяемого материала штифтов 4. При работе возможно заедание при перемещении, а также не ясен источник крутящего момента несущего кольца 3.



*Рисунок 1.40 – Упорный подшипник с перемещающимся ребром тыльной стороны (патент №2 552 768 С2)*

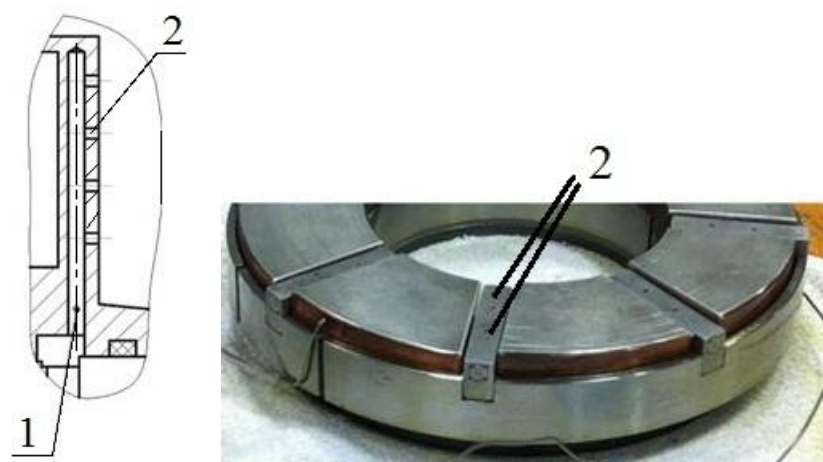
Для уменьшения потерь мощности на трение в упорном подшипнике необходимо определить механизм отвода смазки из корпуса подшипника. В случае маслозаполненного УПС типовым решением при подаче смазки от центра к периферии является слив масла через радиальные каналы в верхней половине корпуса подшипника через жиклер с калиброванным отверстием. В компрессорах с

высокими частотами вращения роторов возможно применение тангенциального отвода масла, также приводящего к снижению потерь мощности.

На тепловое состояние упорного подшипника существенное влияние оказывает также схема входа масла в смазочный слой, которая должна быть направлена на исключение завихрений, местных понижений давления и застойных зон в межподушечном канале.

Важным способом снижения потерь мощности и температуры в смазочном слое является индивидуальный подвод смазки к каждой подушке. Снижение температуры происходит благодаря отсутствию потерь мощности на перемешивание масла в замкнутом корпусе подшипника, снижению «дисковых» потерь на трение подвижных поверхностей о смазку и расхода смазки. АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» в случае исполнения упорной части подшипника с индивидуальным подводом смазки предусматривают специальные каналы 1 с отверстиями 2 (рисунок 1.41а), обеспечивающие подвод смазки к каждой подушке [52]. Расходное кольцо и жиклер дополнительного слива смазки в этом случае отсутствуют. Фирмы Waukesha (США) и John Crane (Великобритания) индивидуальный подвод смазки осуществляет путем впрыскивания смазки на упорный диск через установленные между подушками стопоры 1 с калиброванными отверстиями 2 (рисунок 1.41б, в).

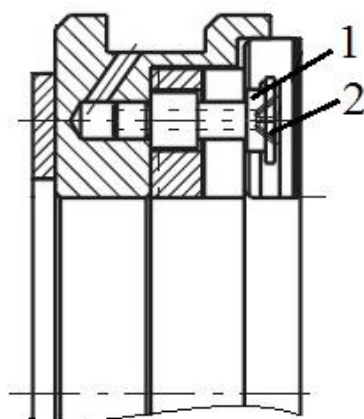
Для обеспечения индивидуального и равномерного входа смазки в смазочный слой дополнительно может быть выфрезерована канавка 1 с подводом смазки через отверстие 2 (LEG bearings, Kingsbury, Inc. [61, 62], рисунок 1.41г). В этом случае выполняется конусная или прямоугольная проточка вблизи входной кромки 3 для исключения касания подушки с диском при высоких окружных скоростях и низких нагрузках или условиях отсутствия вращения (см. патент США №6 089 754). Существует также рекомендация выполнять входной профиль цельной подушки в виде прямоугольного скоса с размерами, указанными на рисунке 1.42, где  $l$  – длина клиновой части подушки [63]. С другой точки зрения недостаток скругления при наличии в масле механических примесей состоит в вероятности застревания частиц в сужающемся зазоре на входной кромке зазора между



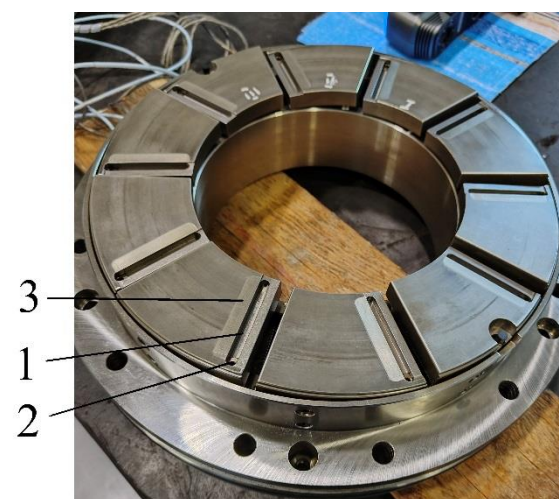
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.41 – Индивидуальный подвод смазки УПС фирм АО НИИТК (а), Waukesha (США) (б) и John Crane (Великобритания) (в), (г)

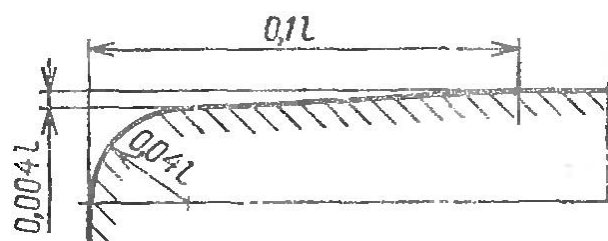


Рисунок 1.42 – Приемный скос подушки подшипника скольжения [63]

подушкой и упорным диском. Входное сечение зазора при острой нескругленной кромке может выполнять функцию фильтра, не пропуская в смазочный слой механические примеси с размерами крупнее входного зазора  $h_1$ .

Недостаток индивидуального подвода смазки заключается в постепенном засаливании при работе упорного подшипника отложениями масла мелких маслоподводящих каналов или в недостаточной подаче смазки маслонасосом. Возможно возникновение режима «обедненной» смазки.

Для улучшения равномерного входа смазки в смазочный слой возле входной кромки неподвижной подушки может быть применена конструкция согласно патенту №2 301 361 С1 (рисунок 1.43) [64]. Подача смазки осуществляется от центра к периферии. Ось межподушечных каналов 1 подпятника расположена по касательной к концентричной окружности ротора 2 радиуса  $R$ , образующей внутренние кромки неподвижных подушек 3. При вращении смазка под действием центробежных сил отрывается от поверхности ротора 2 и диска 4 и начинает двигаться по касательной к концентричной окружности (стрелка  $\Gamma$ ). Смазка легко заполняет область межподушечного канала 1 без возникновения турбулентного потока при входе в подушку 3 (стрелка  $\Delta$ ) и без разрыва смазки. Это позволяет снизить потери мощности на трение из-за отсутствия турбулентности с увеличением несущей способности. Однако такая конструкция предполагает специальное профилирование рабочей поверхности. При изменении частоты вращения ротора профиль теряет свою практическую значимость.

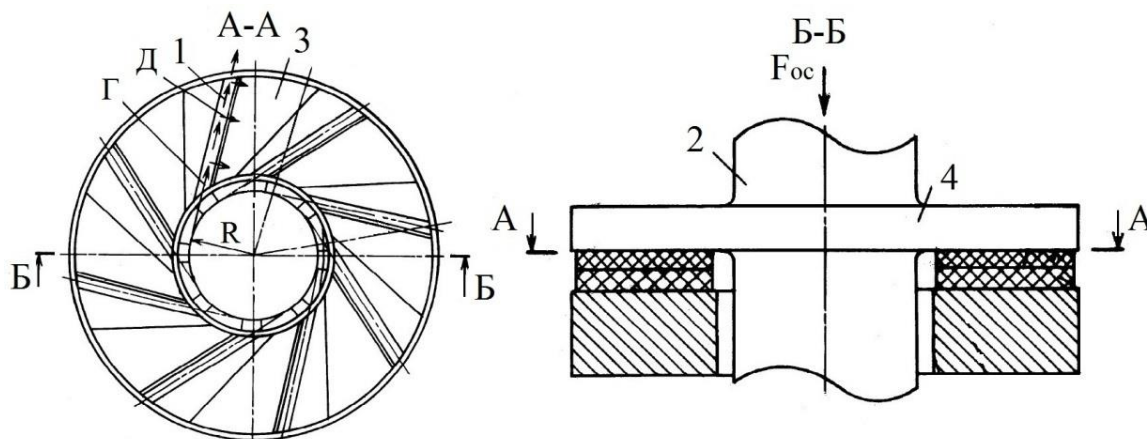
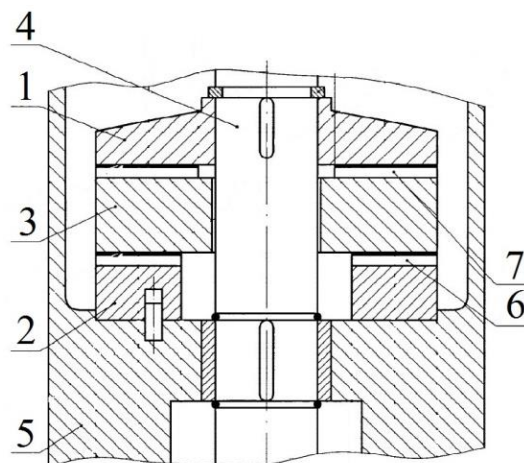


Рисунок 1.43 – УПС с касательно расположенными МПК по отношению к окружности ротора (патент №2 301 361 С1)

Для того чтобы понизить потери мощности на трение при высоких частотах вращения диска, может быть применена конструкция упорного подшипника с промежуточным кольцом, например, согласно патенту №2 376 505 С2 (рисунок 1.44) [65]. Подшипник включает упорный диск 1, подпятник 2 и промежуточное незафиксированное кольцо 3. Кольцо 3 свободно вращается на роторе 4 между поверхностями диска 1 и подпятника 2. Подпятник 2 жестко закреплен с корпусом 5. При вертикальном расположении ротора рабочая поверхность подпятника 2 и верхняя поверхность кольца 3 изготовлены со сквозными межподушечными каналами 6, 7. При работе кольцо 3 вращается относительно диска 1 с уменьшенной частотой вращения по сравнению с частотой ротора 4, чем достигается уменьшение относительной скорости вращения. Равномерное распределение смазки достигается тем, что верхние рабочие поверхности подпятника 2 и кольца 3 состоят из плоскопараллельных подушек. Применение промежуточного кольца 3 также приводит к меньшему износу рабочих поверхностей за счет уменьшения нагрева от диссипации смазки. Однако при этом увеличиваются осевой габаритный размер УПС и общий расход смазки на подшипник.



*Рисунок 1.44 – УПС с промежуточным кольцом между подпятником и диском (патент №2 376 505 С2)*

Снижение потерь мощности в упорном подшипнике дополнительно может быть достигнуто за счет совмещения индивидуального подвода смазки с охлаждением. В этом случае масло перед подачей в смазочный слой с температурой подачи напорного коллектора проходит через материал основания подушек подшипника или упорного диска, понижая его температуру. Эффективность охлаждения подушки повышается при направлении движения масла в каналах противоположно градиенту температуры рабочей поверхности подушки. Недостатком в

этом случае является подогрев масла на входе в смазочный слой, т. е. повышение температуры  $t_0$ , и засорение каналов подвода.

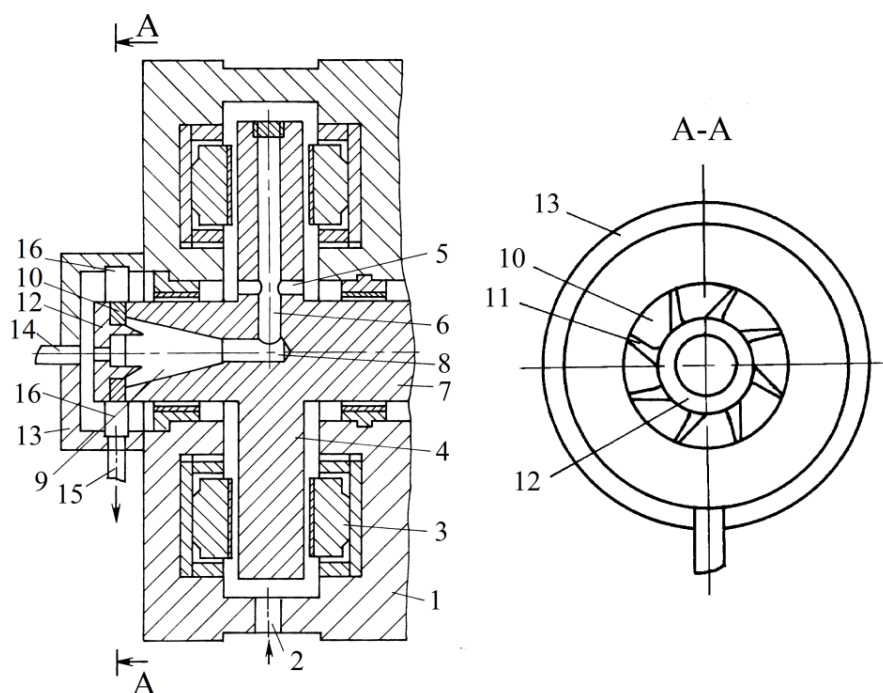
#### **Способы, влияющие на надежность и срок службы упорного подшипника.**

Надежность работы упорного подшипника компрессора определяется множеством факторов различной природы. Одним из них является количество растворенного в масле газа, поступающего в корпус подшипника. Растворенный газ (барьерный, буферный или компримируемый) может оказать разрушающее воздействие на работу подшипника следующим образом. При резком уменьшении давления в смазочном слое до давления насыщенных паров растворенного газа, когда, например, при уменьшении осевой нагрузки (вплоть до изменения знака) при помпаже ЦК упорный диск резко отходит от поверхности подушек с увеличением минимального зазора, то возможно образование пузырьков из растворенного в масле газа. При дальнейшем резком возрастании нагрузки и уменьшении зазора возможно «схлопывание» образовавшихся пузырьков газа с образованием кумулятивных микроструек и адиабатическим выбросом большого количества теплоты в смазочный слой [26, 66]. Таким образом, происходит разрушающий процесс кавитации смазки. Кумулятивные микроструйки разрушают рабочие поверхности подшипника. Повышенная температура может привести к подплавлению баббита. Например, для Б-83 по ГОСТ 1320-74 рабочая температура смазки не должны превышать 110 °С для исключения выхода из строя упорного подшипника скольжения компрессора.

Для предупреждения газообразования применяют, например, пеногаситель на свободном сливе масла из корпуса мультипликаторного центробежного компрессора [28]. Применительно к упорному подшипнику может быть применена конструкция, например, согласно патенту №2 088 816 С1 (рисунок 1.45) [67]. Смазка поступает в корпус 1 подшипника через отверстия 2 на опорные поверхности самоустанавливающихся подушек 3 и диска 4. Далее проходит через каналы 5 и 6 в осевом и радиальном направлении, отводится в осевой канал 8 ротора и попадает на внутреннюю поверхность конического участка 9 канала 8 к разделителю 12 потока смазки. Под действием центробежной силы смазка прижимается



тонким слоем к поверхности канала 8 с выделением растворенного в ней пузырьков газа. Вышедший газ вытесняется в газовый патрубок 14, а смазка по направляющим лопаткам 11 выходит в шайбу 10 со снижением скорости. Далее собирается в проточке 16 и выносится через патрубок 15. Такая конструкция позволяет удалить газ из смазки при вращении ротора. Однако усложняется общая сборка и разборка подшипника, уменьшается жесткость конструкции ротора, при этом необходима периодическая чистка поверхностей потока смазки внутри ротора из-за появления со временем отложений.

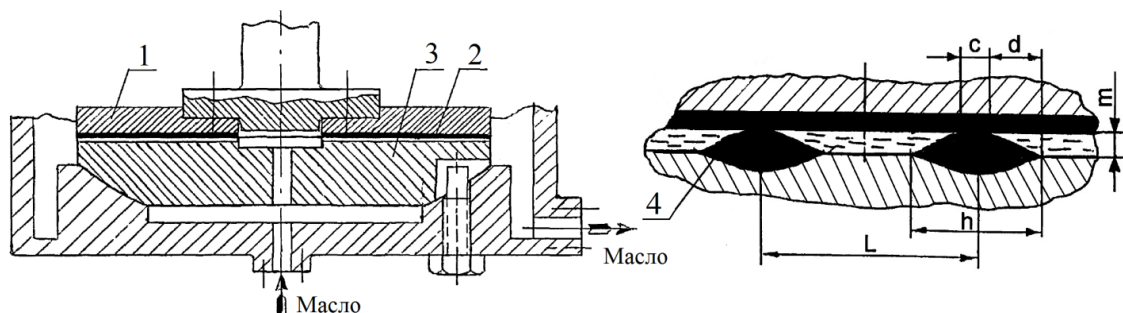


*Рисунок 1.45 – УПС с конструкцией газовыделения и снижения пенообразования (патент №2 088 816 С1)*

Для восприятия повышенных температур и нагрузок в смазочном слое рабочая поверхность подушек упорного подшипника может иметь специальное покрытие, например, металлокерамическое или согласно патенту №2 560 202 С1 (рисунок 1.46) [68]. Конструкция подшипника включает упорный диск 1 с закалкой ТВЧ со стороны шлифованной опорной поверхности 2. На опорной поверхности подпятника 3 находятся валики 4 из мелкоигльчатого мартенсита, образующие клинья в обе стороны вращения диска 1. Такой конструкцией создается реверсивный подшипник для малого количества пусков и остановок при кратковременных перегрузках. При чрезмерных удельных нагрузках рабочие поверхности «С» валиков 4 перегреваются и находятся в работе, пока мелкоигльчатый мар-



тенсит не перейдет в аустенит (при температуре до 840 °С). Времени этого процесса достаточно, чтобы остановить машину и предотвратить аварию. Однако такая конструкция мало распространена из-за ограничения количества пусков и пониженной несущей способности.



*Рисунок 1.46 – УПС со специальным профилем неподвижных подушек (патент №2 560 202 С1)*

При высоких осевых нагрузках при использовании сферического выравнивающего устройства может быть использована конструкция упорного подшипника согласно патенту №2 505 719 С1, созданная в соавторстве автором диссертации (рисунок 1.47) [69] (см. приложение В). Подшипник включает несущую стальную втулку 1 со сферической упорной поверхностью «А», установленную в корпусе компрессора. Подпятник 2 из антифрикционного материала опирается своей тыльной стороной «А» на втулку 1. На тыльной стороне подпятника 2 через равные промежутки по углу изготовлены полости 3 с количеством не менее трех. Полость 3 может быть изготовлена в виде узкого радиального сегментного паза. Посредством самоустановки сферической поверхности «А» втулки 1 и подпятника 2 достигается равномерная толщина смазочного слоя между поверхностями «Б» подпятника 2 и «В» упорного диска 4. Часть гидродинамического давления смазочного слоя отбирается на тыльную сферическую поверхность «А» с помощью масляных каналов 5 с попаданием смазки в полости 3. По расчетам при возникновении гидродинамического давления до 100 кгс/см<sup>2</sup> в смазочном слое гидростатическое давление в полостях 3 обеспечивает гарантированный зазор до 100...380 мкм между сопрягаемыми сферическими поверхностями «А» втулки 1 и подпятника 2. Этим достигается надежность работы при повышенных осевых нагрузках с увеличением долговечности и снижением напряжения, возникающего

при контакте двух сфер. Однако при этом вследствие отбора давления снижается общая несущая способность подшипника.

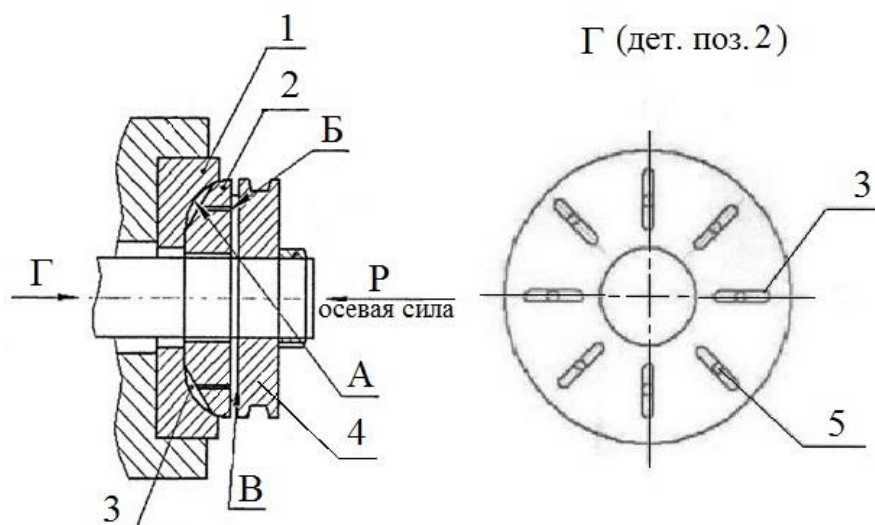
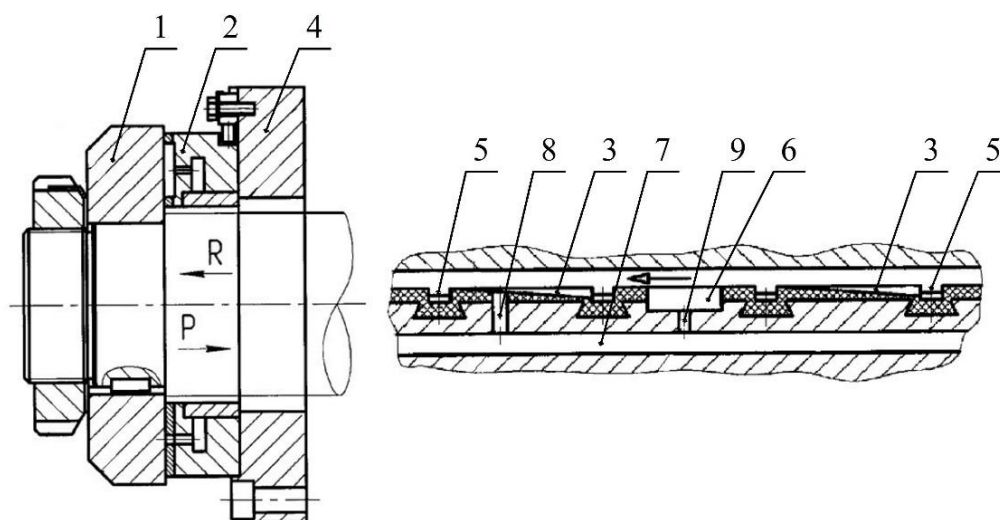


Рисунок 1.47 – УПС со сферическим выравнивающим устройством и гидростатической тыльной опорой (патент №2 505 719 С1)

Схожий подход применения гидростатического принципа был использован в конструкции упорного подшипника согласно патенту №2 676 204 С1 (рисунок 1.48) [70]. Упорный подшипник содержит пяту 1, кольцевой подпятник с неподвижными имеющими клиновидный профиль подушками 2, образующий с пятой клиновые зазоры 3 для создания гидродинамического давления, корпус 4, сужающиеся радиальные каналы 5 для подвода смазочной жидкости к неподвижным подушкам, и гидростатические карманы 6. Кольцевой подпятник 2 выполнен с кольцевым каналом 7, сообщенным с клиновыми зазорами 3 отводящими отверстиями 8 и с гидростатическими карманами 6 подводящими отверстиями 9. При работе упорного подшипника под нагрузкой Р в зазорах 3 возникает гидродинамическое давление за счет возникновения гидродинамического эффекта при вращении пяты 1, и появляется несущая способность R. Далее через отверстия 8, соединяющие клиновые зазоры 3 и кольцевой канал 7, смазочная жидкость под давлением через отверстия 9 поступает в гидростатические карманы 6, при этом возникает дополнительная несущая способность подшипника за счет гидростатического эффекта без дополнительных внешних источников давления. Гидростатические карманы 6 могут быть расположены на кольцевом подпятнике 2 со стороны пяты между неподвижными подушками 3 либо на подпятнике 2 со стороны сфе-

рической поверхности корпуса 4. Однако такая конструкция усложняет расчет суммарной несущей способности  $R$ , гидростатические карманы не работают при пусковых режимах при отборе низкого гидродинамического давления (не улучшается пуск под нагрузкой), и уменьшается несущая способность при расположении карманов со стороны пяты 1 из-за уменьшения общей рабочей площади подшипника с клиновыми зазорами.



*Рисунок 1.48 – УПС с отбором гидродинамического давления смазочного слоя подушек на гидростатические карманы (патент №2 676 204 С1)*

### **Способы, влияющие на виброустойчивость упорного подшипника.**

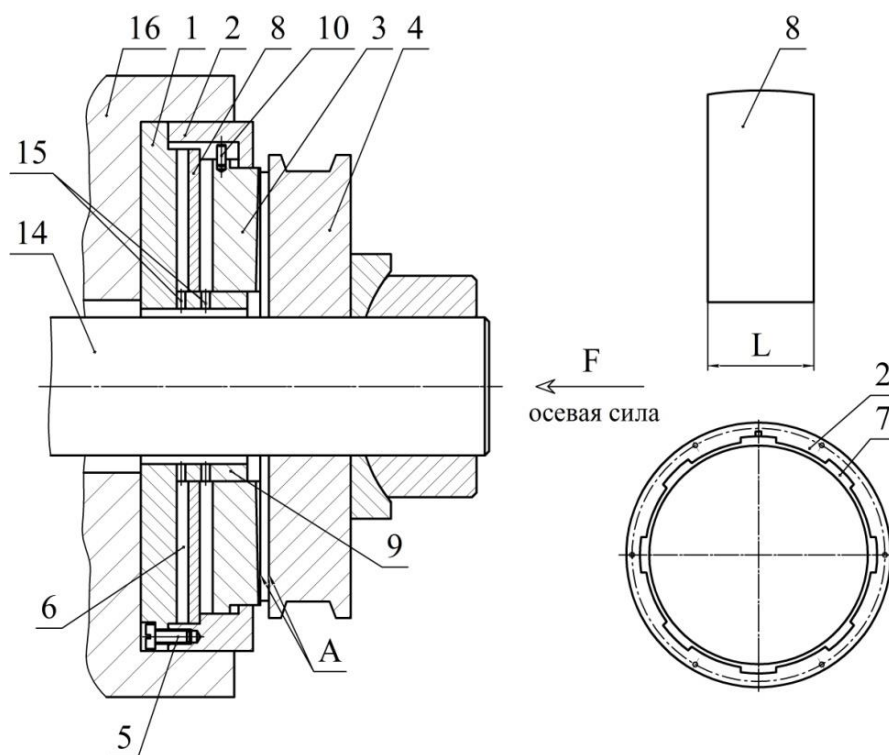
Виброустойчивость упорных подшипников скольжения определяет надежность и долговечность работы центробежных и винтовых компрессоров, особенно в условиях переменных по величине и направлению осевых нагрузок при нестационарных режимах работы. Для увеличения виброустойчивости применяют упруго-демпферные опоры, характерным свойством которых является наличие трения, успокаивающего колебания, и упругих элементов, несколько преобразующих колебательную систему и создающих более благоприятные условия для рассеивания энергии осевых колебаний [27, 71].

Упругий элемент или пружина, воспринимающая изменяемую во времени осевую нагрузку без ударного нагружения на самоустанавливающуюся подушку, применяется в конструкции упорного подшипника согласно СТП 26-05-02-203-73 (см. рисунки 1.33, 1.34). Также демпфирующими свойствами, т. е. гасящими энергию осевых перемещений упорного диска, обладает конструкция упорного под-

шипника, у которого масло находится в замкнутом пространстве с тыльной стороны самоустанавливающейся подушки согласно патенту №2 368 819 С1 (см. рисунок 1.38).

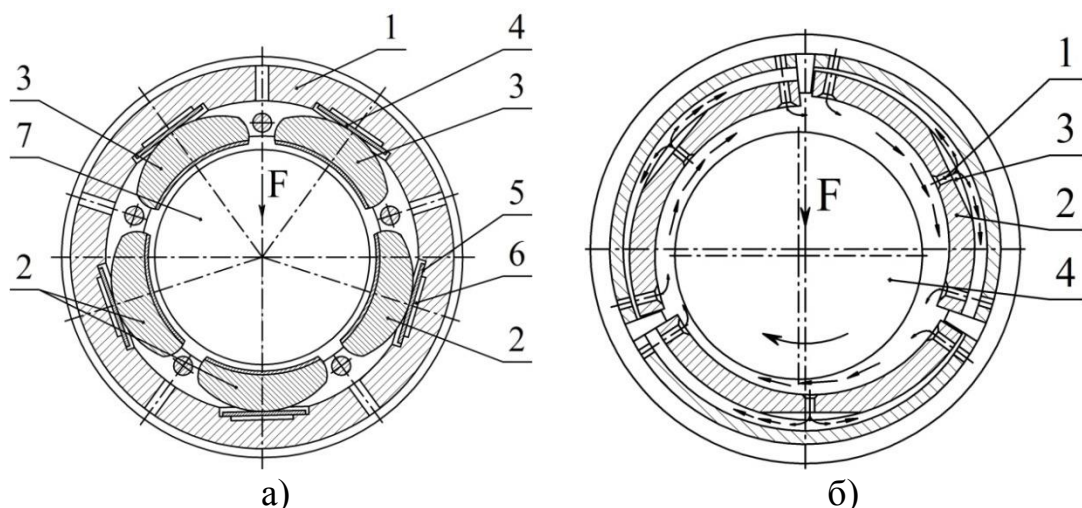
В случае упорного подшипника с неподвижными подушками вышеуказанными свойствами одновременно обладает конструкция согласно патенту №2 538 494 С1, созданная в соавторстве автором диссертации (рисунок 1.49) [72] (см. приложение В). Подшипник, установленный в корпусе 16 компрессора, включает несущее кольцо 1, сепаратор 2 и подпятник 3, расположенные соосно. Несущее кольцо 1 стянуто с сепаратором 2 винтами 5. Внутренняя поверхность несущего кольца 1 имеет равномерные радиальные пазы 6. В сепараторе 2 также имеются внутренние пазы 7, совмещенные с пазами 6. В эти пазы вставляются упругие элементы 8, имеющие вид пластинчатой пружины. Пазы 7 фиксируют пластины 8 от перемещений. Ширина  $L$  пластины 8 должна быть больше ширины пазов 6 несущего кольца на 2...3 мм для предупреждения заедания. Целый подпятник 3, находящийся внутри сепаратора 2, закреплен от проворота штифтом 10. Со стороны рабочей поверхности подпятник 3 имеет в окружном направлении неподвижные подушки, а с тыльной стороны – опирающиеся на плоские пластины 8 радиальные ребра. Для равномерного прогиба пластин 8 ребра относительно пластин находятся по центру. Подпятник 3 имеет возможность аксиально перемещаться на величину прогиба пластин 8, снижая, таким образом, за счет сил упругой деформации величину ударной нагрузки с ротора на статор через упорный диск 4 и сохраняя жидкостной режим трения. Дополнительно имеются полости масла между подпятником 3 и несущим кольцом 1 с калиброванными отверстиями 15, что позволяет гасить колебания и управлять демпфирующими свойствами подшипника. К недостаткам конструкции следует отнести большой осевой габарит и возможность заклинивания подпятника 3 при перемещении в сепараторе 2.

Схожая конструкция с упругой пластиной при динамических нагрузках применена в конструкции опорного подшипника согласно патенту №2 688 550 С1, созданной также в соавторстве автором диссертации (рисунок 1.50а) [73] (см. приложение В). Опорный подшипник содержит корпус 1 и самоустанавливаю-



*Рисунок 1.49 – Демпфирующий УПС  
с неподвижными подушками (патент №2 538 494 C1)*

щиеся нагруженные 2 и ненагруженные 3 подушки. Подушки опираются цилиндрической поверхностью на упругие элементы 4 в виде пластинчатой пружины. Элементы 4 установлены на парных опорных площадках 5 на цилиндрической поверхности корпуса 1, между которыми имеются пазы 6, обеспечивающие возможность прогиба элементов 4. Площадки 5 выполнены на различных расстояниях от продольной оси корпуса 1. Под менее нагруженными подушками 3 площадки 5 выполнены на меньшем расстоянии от продольной оси корпуса 1. Глубина паза 6 меньше допустимой величины прогиба пластинчатой пружины 4. Благодаря этой конструкции обеспечивается возможность установки уменьшенных зазоров  $\delta$  между поверхностью ротора 7 и рабочими поверхностями ненагруженных подушек 3 для центрального положения ротора. При этом гидродинамические силы остаются достаточными для того, чтобы препятствовать смещению ротора 7 в направлении ненагруженных подушек 3, в том числе при возникновении динамических нагрузок. При динамическом нагружении, например, при разбалансировке ротора, элементы 4 демпфируют радиальные колебания ротора 7. В результате уменьшается амплитуда колебания шейки ротора относительно подшипника, и повышается надежность его работы.



*Рисунок 1.50 – Демпфирующая конструкция ОПС:*

*а – с самоустанавливающимися подушками (патент №2 688 550 С1);*

*б – с гидростатическим подвесом (патент №2 842 374 С1)*

Следует отметить, что в последней конструкции возможно изготовление опорного подшипника без радиального зазора  $\delta$ , когда подушки соприкасаются с ротором [74]. При пуске зазор  $\delta$  образуется за счет силовой деформации пластинчатых пружин при вращении шейки ротора и возникновении гидродинамического давления. К недостаткам следует отнести требование к высокой точности изготовления цепочки деталей: подушки 2 или 3, упругой пластины 4 и опорной площадки 5 из-за сложности выставления необходимого зазора  $\delta$ .

Весьма перспективными демпфирующими конструкциями в компрессорной технике являются подшипники с гидростатическим подвесом (рисунок 1.50б). Получен патент №2 842 374 С1 на схожую конструкцию опорного подшипника, созданную также в соавторстве автором диссертации [75] (см. приложение В). Данный принцип исследовали и наиболее полно описали Нельсон и Холлингсворт [76]. В такой конструкции производится отбор части гидродинамического высокого давления смазочного слоя через отверстие 1 в самоустанавливающейся подушке 2 в карман 3 на тыльной стороне подушки, чем обеспечивается всплытие и самоустановка подушки 2 относительно ротора 4 компрессора. Такой карман позволяет самоустанавливающимся подушкам отслеживать колебания шейки ротора и демпфировать их за счет сил вязкости образовавшегося гидростатического слоя. Фирма ООО «ТРИЗ» в межподушечных каналах дополнительно устанавливает маслоъемные скребки, за счет которых обеспечивается снос горячего масла по-



граничного слоя с поверхности ротора на выходе из предыдущей подушки [77]. Однако преимущество этого способа требует подтверждения на практике, поскольку большего эффекта понижения температуры смазочного слоя с целью увеличения несущей способности подшипника можно достичь при охлаждении вращающегося элемента, т. е. ротора или упорного диска [53, 56].

#### **1.4 Обобщение анализа и рекомендации по дальнейшему развитию упорных подшипников**

На основании проведенного обзора конструктивных решений и патентов упорных подшипников скольжения с неподвижными и самоустанавливающимися подушками компрессорных машин сформулированы *основные требования* к конструкциям современных подшипников:

- несущая способность должна обеспечить различные режимы работы компрессора, в том числе нестационарные, например, при изменении частоты вращения ротора ЦК и ВК, при вращающемся срыве и помпаже ЦК;
- конструкция должна обладать возможностью автоматической самоустановки поворотных подушек при изменении осевой нагрузки и частоты вращения;
- должна быть обеспечена надежная подача масла при нормальной работе насосов и их аварийное отключение;
- должны быть обеспечены минимальная величина потерь мощности на трение и минимальный необходимый расход масла;
- должны быть обеспечены необходимые жесткость, прочность и надежность конструкции подшипника, способной выдерживать статическую и динамическую осевую нагрузку;
- технологичность и ремонтпригодность подшипника должны отвечать современным требованиям;
- должен быть обеспечен контроль за надежностью работы подшипника в процессе работы компрессора.

Следует отметить, что не существует универсальной конструкции подшипника: желание комплексно решить проблемы эксплуатации может лишь привести к неоправданному усложнению конструкции [78]. Каждый случай применения



упорного подшипника необходимо рассматривать индивидуально с постановкой целевой задачи.

*Причинами отказа* упорных подшипников скольжения компрессорных машин могут быть:

- 1) отсутствие подачи смазки;
- 2) превышение осевой нагрузки допустимого значения, определяемого несущей способностью подшипника, в том числе при динамическом нагружении нестационарного режима работы ЦК и ВК;
- 3) износ при значительной по времени эксплуатации и низкой фильтрации смазки.

Для того чтобы обеспечить надежную работу и предупредить отказ упорного подшипника, необходим контроль за температурой рабочей поверхности подушек и осевым сдвигом ротора компрессора. Эти величины зависят от входных параметров маслосистемы и осевой нагрузки. Поскольку в упорном подшипнике существует неравномерность распределения нагрузки по подушкам, замер температуры желательно проводить с помощью термодатчиков в трех и более распределенных по окружности подушках [26]. Аварийная величина температуры, которая должна приводить к остановке компрессора, выбирается, исходя из максимальной температуры материала поверхности подушки и максимально допустимой температуры смазки  $[t_{\max}]$ .

При достижении максимальной (или критической) температуры  $t_{\max}=t_{\text{кр}}$  смазочный слой подшипника теряет свою прочность и стабильность, что может привести его к разрушению за очень короткий период времени [45, 79]. При этом значение  $t_{\max}$  зависит от физических характеристик применяемого масла компрессора. Испытания, проведенные Ямпольским С. Л. [66] на турбинном масле Тп-30, показали, что максимальная температура достигала 130...160 °С, что не всегда приводило к разрушению упорного подшипника. Скорее всего именно при достижении предельного значения касательного напряжения в смазке  $\tau_{\text{пр}}$ , которое для УПС можно определить по формуле Ньютона-Петрова [80]:

$$\tau = \mu \left( \frac{dV}{dy} \right) \approx \mu \left( \frac{\omega R_{cp}}{h_{\min}} \right), \quad (1.1)$$

происходит разрушение рабочего смазочного слоя с потерей смазочной способности, т. е. вязкости  $\mu$ . Действительное значение  $\tau$  должно подчиняться неравенству:  $\tau \leq [\tau] = \tau_{np} / k_t$ , где  $\tau$ ,  $[\tau]$ ,  $\tau_{np}$  - действительное, допустимое и предельное касательные напряжения в смазке, соответственно. Поскольку потери энергии на трение в подшипнике напрямую зависят от диссипативной функции, в которую входят вязкость и квадраты производных скоростей по толщине смазочного слоя, и влияют на общий уровень температур в движущихся слоях, то величины  $\tau_{np}$  и  $\mu$  взаимосвязаны. Допустимая температура для подшипника равна

$$t_{\max} = [t_{\max}] = t_{kp} / k_t, \quad (1.2)$$

где  $t_{\max}$ ,  $[t_{\max}]$ ,  $t_{kp}$  - максимальная действительная, допустимая и критическая температуры смазки, соответственно;  $k_t$  - коэффициент запаса по температуре. Для турбинных масел обычно принимают: для масла Тп-22 коэффициент равен  $k_t = 120 / 110 = 1,09$ ; для масла Тп-30 -  $k_t = 140 / 110 = 1,27$ . В работе [79] коэффициент запаса принят  $k_t = 1,1$ . Поэтому косвенно значение  $\tau_{np}$  оценивается максимальной температурой  $t_{\max}$ . Также необходимо учитывать, что для баббита Б-83 по ГОСТ 1320-74 температура плавления составляет около 120 °С [81, 82]. Однако современное развитие материалов позволило успешно их комбинировать при изготовлении подшипников, добиваясь большей допустимой величины максимальной температуры  $[t_{\max}]$ .

Контроль осевого сдвига в центробежных компрессорах, т. е. замер фактической толщины смазочного слоя  $h_{\min}$ , производится двумя вихретоковыми датчиками, один из которых является страховочным [4]. В винтовых компрессорах контроль сдвига производится одним вихретоковым датчиком отдельно для каждого из ведущего и ведомого роторов. В некоторых случаях контроль осевой нагрузки может происходить посредством тензодатчиков, закрепленных на тыльной поверхности подушки упорного подшипника. Экспериментально подтверждено, что

температура подушек подшипника имеет некоторую инерционность при изменении режима работы компрессора [26, 37]. В виду этого рекомендуется применять безынерционные датчики давления, воспринимающие импульс давления непосредственно из смазочного слоя в зависимости от изменения осевой нагрузки на упорный подшипник [66, 83].

Допустимый рабочий минимальный зазор должен превышать критическое значение:

$$[h_{\min}] = k_h h_{кр}, \quad (1.3)$$

где  $k_h$  - коэффициент запаса толщины смазочного слоя. Значения  $k_h$  и  $h_{кр}$  разные авторы оценивают по-своему. Основной обзор рекомендаций к их определению представлен в работе [79]. В частности, в работе [36] предложена формула

$$[h_{\min}] = k_h (Rz_{нод} + Rz_{yd} + \delta_{нод} + \delta_{yd}), \quad (1.4)$$

где  $k_h = 1, 1, \dots, 1, 2$ ;  $Rz_{нод}, Rz_{yd}$  - параметры шероховатости рабочих поверхностей подушек и упорного диска;  $\delta_{нод}, \delta_{yd}$  - перекосы указанных рабочих поверхностей.

В работе [84, 169] коэффициент запаса уточнен:  $k_t = 1, 2$ . Из формул (1.3), (1.4) можно увидеть, что чем точнее определяется  $h_{кр}$ , тем меньшее значение коэффициента запаса  $k_h$  можно задавать. Также можно заметить, что на величину  $[h_{\min}]$  влияет шероховатость рабочих поверхностей подшипника и диска, с уменьшением которых снижаются потери мощности на трение и увеличивается несущая способность УПС. Максимальная несущая способность УПС достигается при  $h_{\min} = [h_{\min}]$ .

Дальнейшее улучшение упорных подшипников скольжения современных ЦК и ВК должно идти по пути совершенствования конструкций. Для этого должны быть усовершенствованы методы и программы расчета подшипников, проведены комплексные численные и экспериментальные исследования, направленные на выявление конструктивных признаков, определяющих устойчивую работу подшипника при нестационарных и установившихся нагружениях.

Особое внимание следует обратить на гидродинамические и тепловые процессы, происходящие между смазочным и пограничным слоями, а также между окружающей средой и элементами конструкции упорного подшипника, в том числе на процессы, происходящие в межподушечных каналах подшипника [42]. Подвод масла посредством этих каналов оказывает существенное влияние на температурный режим работы, локальные и интегральные термоупругогидродинамические характеристики УПС центробежных и винтовых компрессоров.

## ГЛАВА 2 СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

В данной главе рассматриваются различные методы расчета статически и динамически нагруженных упорных подшипников скольжения энергетического оборудования разных областей машиностроения, основанные на гидродинамической теории смазки.

На основе обзора теоретических и экспериментальных работ по изучению режимов работы компрессорных машин и подшипников скольжения определены цель и задачи диссертации.

### **2.1 Статически нагруженные подшипники скольжения**

Многочисленные экспериментальные исследования подтверждают, что упорный подшипник скольжения работает в гидродинамическом (жидкостном) режиме трения. Следовательно, расчеты этих подшипников должны основываться на гидродинамической теории смазки. Концепция теории появилась из экспериментальных работ Б. Тауэра (работы 1883, 1885 г.) [85]. Получив задание изучить потери на трение подшипников скольжения железнодорожного транспорта, Б. Тауэр столкнулся с постоянной утечкой масла, когда решил просверлить отверстие для масла в подшипнике. После того, как деревянная пробка была выдавлена из отверстия, Тауэр понял, что смазочное масло находится под давлением. О. Рейнольдс (работа 1886 г.) [85] получил теоретическое обоснование допускаемой нагрузки подшипников скольжения. Он обнаружил, что давление жидкости будет увеличиваться, когда ее увлекает движущаяся поверхность в сужающийся зазор. Такая ситуация демонстрирует основной принцип гидродинамической смазки: без относительного движения и суживающегося зазора не будет развиваться давление. Это давление в смазочном слое, которое выдерживает внешнюю нагрузку и разделяет твердые поверхности, что еще раз подтвердило наблюдения Тауэра. Основоположниками гидродинамической теории также являются Петров Н. П. (работа 1883 г.), Жуковский Н. Е. и Чаплыгин С. А. (работа 1904 г.), А. Зоммерфельд (работа 1904 г.) [80, 85], занимавшиеся изучением цилиндрических подшипников, а также Мичель (работа 1905г.) [85], исследовавший прямоугольную в плане подушку.

На основе этих работ были получены основополагающие зависимости для гидродинамической теории: формула Ньютона-Петрова (1.1) для выражения касательного напряжения внутреннего трения движущейся жидкости и дифференциальное уравнение Рейнольдса, раскрывающее распределение давления в тонких слоях смазки подшипников скольжения и рабочих зазорах бесконтактных уплотнений:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu V_2. \quad (2.1)$$

Первоначально было получено решение уравнения Рейнольдса для опорного подшипника с цилиндрической расточкой и плавающих уплотнений бесконечной ширины, а также для ползуна конечной ширины прямоугольной формы. Дальнейшее развитие гидродинамической теории смазки было связано с решением накопившихся проблем в трибологических узлах техники по пути усложнения методов их расчета с введением дополнительных факторов работы. Например, в работах [80, 85-91] по мере получения обширных экспериментальных данных и анализа условий работы упорного подшипника была доказана необходимость учета зависимости вязкости смазки от температуры:  $\mu = f(t)$ . Были получены также решения уравнения Рейнольдса для опорных подшипников конечной ширины с уточнением методов их расчета. Обзор основных современных работ, посвященных методикам расчета и экспериментальным исследованиям статически нагруженных подшипников скольжения, представлен в таблице 2.1.

*Таблица 2.1 – Обзор научно-исследовательских работ, посвященных изучению статических режимов работы подшипников скольжения*

| № п.п. | Конструкция подшипника скольжения (ПС), особенности теории                                                                                                       | Ученые (организации)                                                      |
|--------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|
| 1.     | Цилиндрический ПС, вывод уравнения Рейнольдса при постоянной вязкости, анализ методов решения и влияние разных граничных условий на решение уравнения Рейнольдса | Коровчинский М. В. (Сельскохозяйственная академия имени К. А. Тимирязева) |
| 2.     | Комбинированные опорные ПС, анализ изотермной постановки, косвенный учет изменения вязкости от температуры, анализ влияния межподушечного канала                 | Ханович М. Г. (Ленинград. инженерно-строительный институт)                |

*Продолжение таблицы 2.1*

|     |                                                                                                                                                                                                                                                       |                                                                                                                                              |
|-----|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 3.  | Реверсивный упорный ПС с неподвижными подушками, направляющие станкостроения, изотермная постановка, расчет оптимальной относительной длины клинового скоса                                                                                           | Левит Г. А. (ЭНИМС)                                                                                                                          |
| 4.  | Опорный ПС различной конструкции, анализ граничных условий к уравнению Рейнольдса, изотермная постановка расчета упорного подшипника                                                                                                                  | Токарь И. Я.<br>(Укр. заоч. политех. институт им. И. З. Соколова)                                                                            |
| 5.  | Упорный ПС с прямоугольными подушками бесконечной ширины, постановка ТГД и ТУГД теорий, анализ теплообмена подушки, теплоизолированный упорный диск или определение температуры диска на основе теплового баланса                                     | Токарь И. Я., Сайчук И. В., Школьник М. Е.<br>(Укр. заоч. политех. институт им. И. З. Соколова)                                              |
| 6.  | Упорный ПС с неподвижными подушками, постановка адиабатного течения, учет влияния подушек друг на друга                                                                                                                                               | Приходько О. Б., Киркач Н. Ф., Столбовой А. С.<br>(Харьк. национ. техн. университет сельского хозяйства им. П. Василенко)                    |
| 7.  | Упорный ПС с неподвижными подушками, адиабатная теория при постоянной плотности, исследование деформаций подушек                                                                                                                                      | Попов П. З.<br>(Санкт-Петербург. гос. морской техн. университет)                                                                             |
| 8.  | Опорный ПС, оценка выделившегося тепла в смазочном слое, анализ влияния температуры смазочного слоя на работу подшипника                                                                                                                              | Д. А. Коул (Англия)                                                                                                                          |
| 9.  | Опорный ПС, анализ теплопередачи с движущейся жидкостью и отводом тепла в стенки путем введения допущений                                                                                                                                             | Б. Джиоглу (Румыния)                                                                                                                         |
| 10. | Упорный ПС бесконечной ширины, адиабатная постановка, доказательство постоянства температуры диска, учет зависимость вязкости от температуры, комплексный анализ температурного состояния подшипника и основ работы ПС                                | Подольский М. Е. (Санкт-Петербург. гос. морской техн. университет)                                                                           |
| 11. | Упорный ПС, прямоугольные подушки бесконечной ширины, ТГД теория, постоянство вязкости смазочного слоя                                                                                                                                                | Детинко Ф. М., Жихаревич М. С. (МЭИ)                                                                                                         |
| 12. | ПС разной конструкции (цилиндрический, конический, упорный, совмещенный и др.) с неподвижными подушками, анализ статических и динамических характеристик на основе адиабатной матмодели, учет влияния турбулентности и вскипания смазочного материала | Савин Л. А., Поляков Р. Н., Корнеев А. Ю., Корнаев А. В., Соломин О. В., Алехин А. В. и др. (Орловский гос. университет им. И. С. Тургенева) |
| 13. | Опорный лепесковый газодинамический ПС, УГД постановка с учетом линейной теории упругости, отсутствие уравнений теплопроводности для элементов подшипника                                                                                             | Савин Л. А., Корнаев А. В., Машков Е. А. (Орловский гос. университет им. И. С. Тургенева)                                                    |
| 14. | Упорный ПС с неподвижными подушками, постановка ТГД теории в цилиндрической системе координат, учет турбулентности                                                                                                                                    | К. Н. Huebner (General Motors corp., г. Уоррен, США)                                                                                         |
| 15. | Упорный ПС бесконечной ширины, анализ температурного расширения поверхностей скольжения                                                                                                                                                               | Хан, Кетлборо (General Motors corp., г. Уоррен, США)                                                                                         |



Окончание таблицы 2.1

|     |                                                                                                                                                                                                                                                                          |                                                                                                                                                 |
|-----|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 16. | ПС различной конструкции, ползун с клиновой поверхностью, постановка ТГД и ТУГД теорий, анализ теплового состояния смазочного слоя и прилегающих элементов                                                                                                               | Эззат, Роде, Э Гун Бин (General Motors corp., г. Уоррен, США)                                                                                   |
| 17. | Упорный и опорный ПС с самоустанавливающимися подушками, постановка адиабатной и ТУГД теорий, анализ статических характеристик в зависимости от геометрических и режимных параметров, учет влияния маслоподводящих каналов, анализ граничных условий к уравнению энергии | Максимов В. А., Баткис Г. С., Хамидуллин И. В., Можанов В. В. (СКБ по компрессоростроению, КХТИ им. С. М. Кирова)                               |
| 18. | Упорный ПС с неподвижными подушками, постановка адиабатной и ТУГД теории, анализ статических характеристик, использование уравнения теплового баланса для определения температуры диска, анализ проникновения «холодной» волны в погранслой, исследование перекосов      | Максимов В. А., Хадиев М. Б., Гнеденкова (Потанина) В. Л. (СКБ по компрессоростроению, КХТИ им. С. М. Кирова, КГУ им В. И. Ульянова-Ленина)     |
| 19. | Упорный ПС с самоустанавливающимися и неподвижными подушками, разработка и численная реализация ПТУГД матмодели, квазитрехмерная постановка задачи для уравнения энергии, задача оптимизации конструкции подшипника                                                      | Хадиев М. Б., Соколов Н. В., Федотов Е. М. (Казан. национ. исследов. технологический университет, Казан. (приволжский) федеральный университет) |
| 20. | Упорный ПС с самоустанавливающимися подушками, обширные экспериментальные исследования, получение эмпирических зависимостей характеристик подшипника, анализ температурного состояния подшипника                                                                         | Трифонов Е. В., Ямпольский С. Л. (Калужский турбинный завод)                                                                                    |

В книге Ускова М. К. и Максимова В. А. [92] рассмотрено современное состояние гидродинамической теории смазки и выделены следующие основные этапы ее становления (рисунок 2.1):

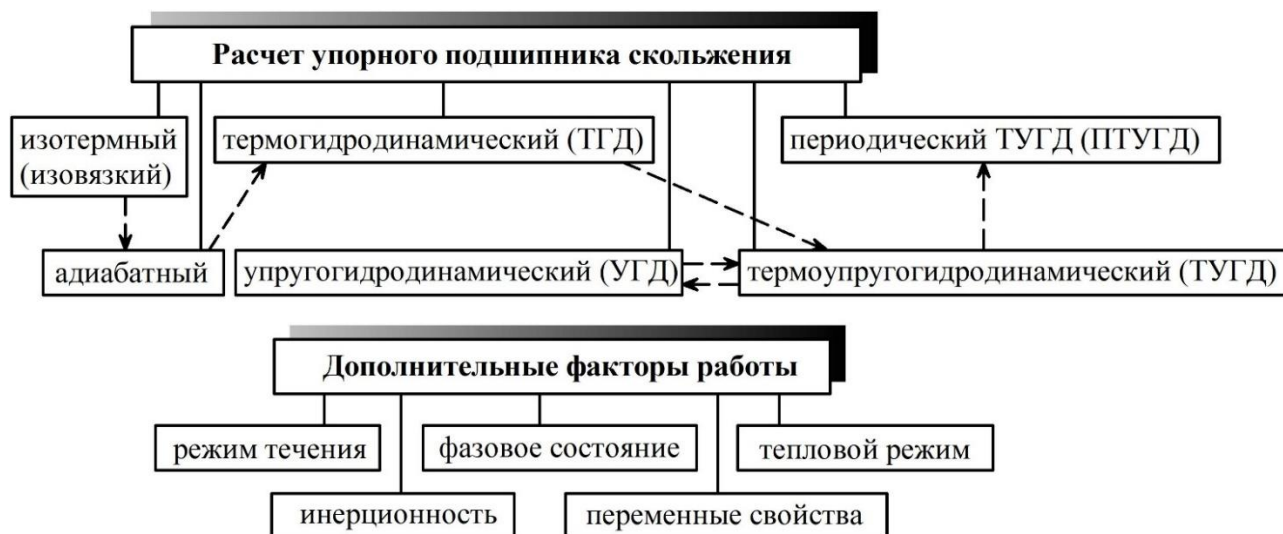


Рисунок 2.1 – Классификация методик расчета упорного подшипника скольжения

1) *изотермная (или изотермическая) теория*, при которой температура движущейся смазки в слое между подушкой и упорным диском предполагается постоянной;

2) *изовязкая теория*, при которой вязкость движущейся смазки предполагается постоянной без учета зависимости от температуры и давления;

3) *адиабатная (или адиабатическая) теория*, при которой все выделившееся в слое смазки тепло отводится самой смазкой, а стенки смазочного слоя считаются теплоизолированными;

4) *термогидродинамическая (ТГД) теория*, при которой учитывается теплообмен смазочного слоя с упорным диском или подушкой (или обоими одновременно);

5) *упругогидродинамическая (УГД) теория*, при которой решаются две задачи: гидродинамическая для смазочного слоя и контактная задача теории упругости, рассматриваемая для подшипников в рамках линейной теории упругости;

6) *термоупругогидродинамическая (ТУГД) теория*, при которой учитываются термогидродинамические явления в смазочном слое и тепловые деформации подушек с необходимыми граничными условиями;

7) *периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) теория*, при которой температура для уравнения энергии во входном сечении смазочного слоя задается в периодической форме и находится по результатам расчета. Эта теория показала наибольшую сходимость результатов расчета упорного подшипника с физическим экспериментом.

Многочисленные работы первых исследователей при *изотермной* теории позволили получить качественный анализ влияния на подшипник основных факторов: расположение шипа в подшипнике при смещении вала (эксцентриситет), величины зазора в подшипнике, вязкости смазки и внешней нагрузки. После работ Петрова Н. П. [80] и вывода Рейнольдсом О. уравнения [92], когда он пренебрег инерционными членами и некоторой частью членов, связанных с силами вязкости, и названное в его честь, возникло две линии развития гидродинамической теории

смазки: линии Петрова Н. П. и линии Рейнольдса О. Первую развили в своих работах видные представители отечественной науки: Жуковский Н. Е., Чаплыгин С. А., Лейбензон Л. С., Мерцалов Н. И., Гутьяр Е. М., Коровчинский М. В., Бургвиц А. Г., Никитин А. К., Степанянц Л. Г. и др. Для этого направления характерно использование усеченных уравнений движения Навье-Стокса в зависимости от постановки задачи, позволяющей также учитывать влияние конвективных и локальных составляющих сил инерции смазки.

Данная работа придерживается второй линии развития теории. Следует отметить работы Стодолы А., которым предложено приближенное решение уравнения Рейнольдса для ПС конечной длины в виде произведения двух функций, каждая из которых зависит от одной координаты [93]. Впоследствии Босволл Р. на основе этой идеи разработал свой метод расчета упорных подшипников, который был усовершенствован Яновским М. И. по отношению к подушкам упорного подшипника в виде кольцевого сектора [94]. Другой приближенный метод решения уравнения Рейнольдса был предложен Л. Гюмбелем по отношению к клиновидной форме смазочного слоя [92], развитый впоследствии в работах Шибеля, Хановича М. Г., Коднира Д. С. и др. В его случае распределение давления он находит путем произведения множителей  $p = \alpha \cdot F(\varphi) \cdot f(z)$ , где  $\alpha$  – искомый множитель,  $F(\varphi)$  – функция распределения давления по окружности в ПС бесконечной длины,  $f(z)$  – экспериментальная функция распределения давления по оси подшипника.

К 50-ым годам XX века после классического периода исследователями были сформулированы основные граничные условия к уравнению Рейнольдса применительно к разным конструкциям подшипников скольжения:

- классическое граничное условия Зоммерфельда А.:  $p = 0$ ;
- кавитационное граничное условия Рейнольдса (или Свифта-Штибера) или условие минимума потенциальной энергии:  $p = 0, \partial p / \partial \varphi = 0$ ;
- условие Л. Гюмбеля, когда рассматривается только положительная часть решения уравнения Рейнольдса;

- условие Стодолы А., Яновского М. И., Дьячкова А. К., которые по направлению вращения вала границу для цилиндрического подшипника определяли в месте минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}$ ;

- условие Лейбензона Л. С. (или Биркгофа-Хейса, Хопкинса) [73], когда рассматривается возникновение обратного течения жидкости на поверхности вала наподобие течения в диффузоре  $dV_x/dy|_{y=0} = 0$ , где  $V_x$  – скорость течения смазки в направлении вращения вала,  $y$  – поперечная координата;

- условие Койна-Элрода мл. [95, 96], при котором силы поверхностного натяжения на границе слоя по направлению вращения вала или диска соизмеримы с силой давления гидродинамики;

- условие Якобсона-Флоберга-Ольсона (ЯФО) [97]:  $p(\varphi; z = \pm a) = 0$ ;

$p(\varphi; z) = p(\varphi + 2\pi; z)$ ;  $p(\varphi_{раз}; z) = \frac{\partial p}{\partial \varphi}(\varphi_{раз}; z) = 0$ ,  $p(\varphi_{вос}; z) = 0$ , где  $\varphi_{раз}$ ,  $\varphi_{вос}$  – уг-

ловые протяженности разрыва и восстановления смазочного слоя, при котором выполняется условие неразрывности при разделении смазки на две зоны: сплошной пленки и кавитации.

Рассматривались вопросы кавитации смазки в ненагруженной зоне подшипника. При экспериментальных исследованиях Этсиона и Людвига [98] проводился контроль содержания газа в зоне кавитации применительно к «затопленному» цилиндрическому подшипнику, когда смазка подается с обоих торцов. Было определено наличие воздуха, но не пара. Это позволило сделать вывод, что кавитация смазки возникает при выделении из рабочего объема масла растворенного в нем воздуха, когда гидродинамическое давление снижается до давления насыщения.

Изотермная теория была применена при расчетах упорных подшипников с неподвижными подушками в работах Gersdorfer О. [41, 42], Левита Г. А. [44], Токаря И. Я. [99], Столбового А. С. [100]. Работы авторов показали, что при расчетах несущая способность упорных подшипников с плоскоклиновой поверхностью оказалась выше, что если бы подшипник имел чисто клиновую рабочую поверхность. Левит Г. А. в работе [44] также установил, что оптимальная относительная величина клинового скоса по окружности равна около 80 % от

протяженности подушки. Однако изотермная теория обладает существенным недостатком, который подметил Ханович М. Г. [93]: неясность температурного состояния смазочного слоя осложняет использование результатов расчета рабочих конструкций подшипника. Использование этого подхода позволяет рассчитывать лишь легконагруженные или с низкой частотой вращения уплотнения [99]. В работе [101] Киркачем Н. Ф. и Столбовым А. С. была предпринята попытка усовершенствовать эту методику расчета подшипника с учетом допущений Яновского М. И. [94], в том числе путем введения учета взаимного влияния подушек друг на друга, а с учетом допущений Boswall R. O. [102] попытка усовершенствовать была предпринята Neal P. B. [103].

Зависимость вязкости движущейся смазки от температуры подразумевает введение в математическую модель, описывающую работу упорного подшипника, уравнения внутренней энергии. Одним из первых это уравнение по отношению к подшипникам скольжения рассмотрел Core W. F. [104] в следующем виде (после обезразмеривания и приводя к адиабатному виду):

$$V_x \frac{\partial t}{\partial x} + V_y \frac{\partial t}{\partial y} + V_z \frac{\partial t}{\partial z} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \mu \left[ \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (2.2)$$

По *адиабатной теории* в уравнении (2.2) опускаются члены, учитывающие конвекцию по толщине смазочного слоя, и происходит осреднение температуры по поперечной координате  $y$ . Считается, что все тепло уносится смазочным слоем, т. е. упраздняются члены, учитывающие передачу тепла за счет теплопроводности. Такая постановка позволяет определить максимальную температуру  $t_{\max}$  (хотя и недостаточно точно из-за осреднения) и уточнить интегральные характеристики подшипника. Однако из расчета устраняется тепловое состояние подушек и упорного диска и их влияние на выходные характеристики подшипника.

Оценку, какое количество выделившего тепла в слое отводится смазкой, провел при экспериментах Коул Д. А. [105]. Он приходит к выводу, что при низких частотах вращения конвективный перенос отводит примерно 40 % тепла, а при вы-

соких – примерно 60 %. Указывает на необходимость учета изменения температуры, а, значит, и вязкости смазки, как в направлении перемещения подвижного элемента, так и в поперечном направлении смазочного слоя.

Первую попытку найти решение с учетом изменения температуры и вязкости в двух направлениях провел Джиоглу Б. [106]. Основные недостатки его решения: течение смазки состоит только из сдвигового течения Куэтта и необоснованный выбор тепловых граничных условий. Задача разделена на независимое решение двух уравнений – Рейнольдса и энергии. При этом определяется так называемая средняя («эффективная») вязкость на основе полученного распределения температур. К выводу о некорректности использования такого значения вязкости пришли в своих работах Hunter W. B., Zienkiewicz O. C. [107], Motosh N. [108]. Нельзя пренебрегать изменением вязкости как по толщине, так и по направлению скольжения смазки. Даже небольшие изменения в подборе средней температуры приводят к существенным ошибкам при получении потерь мощности в слое и интегральных характеристик.

Как обоснованно отмечает Christensen H. [109], зависимость вязкости смазки от температуры непосредственно влияет на надежность и устойчивость работы высокоскоростных опор. Очень важно знать точное значение максимальной температуры смазочного слоя  $t_{\max}$ , которая наравне с минимальной толщиной слоя  $h_{\min}$  является ограничивающим параметром. Повышенное значение температуры может привести к разрушению смазочного слоя.

По отношению к упорным подшипникам бесконечной ширины физические основы распределения температуры рассмотрел д.т.н., проф. Подольский М. Е. [56, 110-114]. В [110] он доказал постоянную температуру упорного диска, при этом в [111] эту температуру рассчитывает путем теплового баланса диска. В [111] автор рассматривает изовязкое течение смазки и особенности теплообмена при этом течении, однако в [112, 113] уже вводит зависимость вязкости смазки от температуры. Эти работы следует рассматривать лишь как качественную тепловую картину работы подшипника из-за серьезных упрощений расчета, что и отметил Токарь И. Я. в работе [99].

Подольским М. Е. также тщательно разработана общая физическая картина работы подшипника скольжения, в том числе с учетом влияния межподушечного канала [56, 115]. В частности, в работе [115] отмечено два критерия влияния вязкости на работоспособность подшипника: общее снижение уровня вязкости с ростом температуры и изменение вязкости по объему смазочного слоя (по толщине слоя и по направлению вращения упорного диска). Последнее может привести к появлению отрицательных давлений между поверхностями подшипника, что актуально для плоскопараллельных поверхностей. Рассмотрены механизм образования и гидродинамика несущего слоя, теплообмен в корпусе подшипника, вывод уравнения Рейнольдса и энергии и их физический смысл. В более поздних работах автор рассматривает вопросы применения тензорного исчисления на практике, в том числе по отношению к подшипникам скольжения.

Применительно к подшипникам скольжения компрессорных машин методику адиабатного расчета под руководством д.т.н., проф. Максимова В. А. развили в своих работах Баткис Г. С. [116-118] (УПС с самоустанавливающимися подушками), Хадиев М. Б. [119] (УПС с неподвижными подушками), Хамидуллин И. В. [120-122] (ОПС с самоустанавливающимися подушками), Можанов В. В. (многоцентровые ОПС) [123] и др. Одним из выводов указанных работ является то, что теория адиабатного течения смазки достаточно хорошо отражает влияние степени изменения вязкости на характеристики подушек. Хотя эта теория не учитывает теплообмен смазочного слоя с подушкой, влияние упорного диска и маслоподводящих каналов и прочее из-за простоты построения математической модели, она получила широкое распространение в качестве инженерной методики [124] для практических расчетов статических и динамических характеристик подшипника и проверки его работоспособности.

Уравнение энергии в адиабатной постановке учитывает перенос тепла только конвекцией. В размерном виде уравнение выглядит следующим образом:

$$c\rho \left[ h \frac{\partial t}{\partial \tau} + \left( \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) \frac{\partial t}{\partial x} \right] - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\mu U^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right], \quad (2.3)$$



граничным условием для которого, например, являлась заданная температура на входе в подушку (при  $\bar{\varphi} = 0$   $\bar{t} = 0$ ). В работах [120, 123] оно использовано без учета осевого градиента температуры и описывает распределение температуры в смазочном слое по направлению скольжения. Отмечается, что уравнения Рейнольдса и энергии связаны между собой через параметр динамической вязкости  $\mu$ .

Применительно к цилиндрическим, коническим подшипникам скольжения, в том числе с фиксированными неподвижными подушками, и различным комбинированным с шарикоподшипниками вариантам под руководством д.т.н., проф. Савина Л. А. [125-127] теорию адиабатного течения смазки с учетом теплофизических свойств жидкости значительно развили в своих работах Соломин О. В. [128], Корнеев А. Ю. [129-131], Поляков Р. Н. [132], Корнаев А. В. [133, 134] и др. Они исследовали характеристики ПС в зависимости от режимных параметров турбомашин: частоты вращения, нагрузки на подшипник, давления и температуры подачи смазки и других факторов работы. Поскольку в качестве смазочного материала, как правило, рассматриваются криогенные жидкости с малой вязкостью (жидкий водород, кислород, гелий и т.п.), то учитываются режим течения смазки (ламинарный или турбулентный), возникновение газовой фазы в смазочном слое из-за кавитации и кипение смазки. По отношению к упорным подшипникам скольжения следует отметить работу Алехина А. В. [47], посвященную изучению адиабатного течения полностью клинового профиля неподвижных подушек гидростатодинамического подшипника. Уравнение энергии в этом случае записывается в форме изменения энтальпии:

$$\rho \frac{dI}{dt} = \frac{dp}{dt} + 2\mu(\text{def}\bar{v})^2 - \frac{2}{3}\mu(\text{div}\bar{v})^2 + \rho q, \quad (2.4)$$

где  $I$  – энтальпия двухфазного парожидкостного потока,  $q$  – удельное количество энергии, которое подводится в определенную точку смазки в единицу времени. Поскольку процесс смазки подшипника считается Алехиным А. В. скоротечным, то пренебрегается теплопроводность смазочного материала, и рассматривается адиабатная постановка задачи без учета теплообмена смазочного слоя с поверхностью упорного диска и подшипника ( $\rho q = 0$ ). Далее уравнение энергии рассматривается

отдельно для однофазной и двухфазной (линия насыщения) областей смазки. Граничным условием для уравнения (2.4) является равенство энтальпий на совместной границе подушек:  $I(r, 0) = I(r, \theta)$ . Однако для всех работ в данной постановке характерно отсутствие межподушечного канала для подвода свежей смазки, т. е. не предусматривается возможность индивидуальной подачи смазки к подушкам. В частности, для упорного подшипника подача осуществлялась через внутренний радиус  $R_1$  от центра к периферии. Для уравнения Рейнольдса задавались условия неразрывности и симметрии рассматриваемой задачи (условия сопряжения):

$$p(r, 0) = p(r, \theta); \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi}(r, 0) = \frac{\partial p}{\partial \varphi}(r, \theta).$$

В целом адиабатное течение целесообразно использовать при больших толщинах смазочного слоя и высоких частотах вращения упорного диска, когда влияние составляющей теплообмена за счет теплопроводности незначительно.

Учет теплообмена конвекцией и теплопроводностью через стенки подушки или упорного диска (или обоих одновременно) приводит к более полной картине распределения температуры и вязкости смазки за счет учета перетока тепла из нагретой зоны в более холодную. Математическая модель, построенная на такой постановке задачи, приводит к *термогидродинамической (ТГД) теории*. В этом случае для связанной задачи помимо уравнений Рейнольдса и энергии необходимо рассмотреть уравнения теплопроводности подвижного и неподвижного элементов подшипника с соответствующими граничными условиями, что усложняет расчет и представляет ощутимые математические трудности. В связи с этим многими авторами приняты определенные упрощения.

По отношению к упорным подшипникам с прямоугольными подушками такую задачу рассмотрели Токарь И. Я. и Сайчук И. В. [135], Тахара [136]. Общим работ является то, что через граничные условия III рода учитывается теплообмен с подушкой. В работе [135] упорный диск теплоизолирован, а в работе [136] температура диска постоянна и при этом рассчитывается на основе нулевого равенства суммарного теплового потока. Однако, исходя из примера работы [135], распреде-

ление температуры по толщине слоя смазки не соответствует уравнению суммарного теплового баланса. Полученные выводы расчетов подшипника могут быть применены лишь для подушек небольшой толщины с внешним принудительным охлаждением, так как математическая модель не содержит уравнение теплопроводности ни подушки, ни упорного диска.

Более полную ТГД постановку рассмотрели Детинко Ф. М. и Жихаревич М. С. [137, 138], Эззат и Роде [139, 140], Хюбнер [141], включившие в расчет уравнение теплопроводности. В работах [137, 138] авторы, рассматривая подушки бесконечной ширины, установили, что максимальная температура  $t_{\max}$  смещается от выходной кромки внутрь подушки. Однако распределение температуры около поверхности упорного диска слабо согласуется с результатами работы [135]. Авторы работы [139] рассмотрели более сложную задачу, определив распределение температуры в смазочном слое в 3-ех направлениях и в подушке в 2-ух направлениях. На основе результатов анализа разных режимов работы Эззат и Роде заключили, что использование понятия «эффективной» вязкости для подшипника скольжения не удовлетворяет физике протекания процесса, а также что фактор внешней среды несущественно изменяет характеристики подшипника. Сделаны важные выводы о расположении максимальной температуры  $t_{\max}$  в слое смазки и о том, что при ТГД расчете интегральные характеристики подшипника наиболее сильно зависят от разности температур по толщине смазочного слоя. Хюбнер [141] рассматривает задачу в цилиндрической системе координат во всех трех направлениях. Автор делает вывод, что тепловые потоки становятся более заметными при ламинарном режиме течения, чем при турбулентном. При этом в сравнении с изотермным режимом течения несущая способность подшипника в случае ламинарного ТГД течения практически в 2 раза меньше.

В работах [139, 140, 142] авторами сделан вывод, что при сближении пластин с постоянной скоростью необходимо обязательно учитывать теплопроводность смазки по толщине смазочного слоя:  $\lambda d^2 t / dy^2$ . Это объясняется тем, что время

переходных процессов в слое смазки незначительно отличается от времени прохождения смазки через слой, а в случае опорных элементов может быть существенно выше.

Общим допущением работ [139-141] является равенство температуры поверхности упорного диска температуре подачи смазки межподушечного канала, что, как известно, является частным случаем. При работе диск многократно проходит через одни и те же участки подшипника, и его температура, очевидно, равна некой осредненной величине между температурами на входе и на выходе из подушки.

В современной работе [143] Ильинов В. Л. для цилиндрического подшипника рассматривает применение маловязкой смазки (водяной конденсат). Математическая модель записана с учетом теплообмена смазочного слоя с ограничивающими элементами конструкции подшипника и включает в себя уравнения теплопроводности вкладыша подшипника и вращающегося ротора, т. е. задача решена в ТГД постановке.

В работах [144-146] при исследовании лепесткового газодинамического подшипника учитываются не температурные деформации в виду адиабатного течения смазки, а силовые деформации лепестка подшипника от гидродинамического давления смазочного слоя на основе уравнения жесткости МКЭ из линейной теории упругости:  $[K]\{\delta\} = \{F\}$ , где  $[K]$  – матрица жесткости,  $\{\delta\}$  – вектор искомых перемещений упругого элемента,  $\{F\}$  – вектор внешних сил на упругий элемент. Это приближает задачу к *упругогидродинамической (УГД) теории*. В этой постановке определены поля распределения температур и давлений газового слоя при прогибе лепестка и интегральные характеристики подшипника.

В общем виде основные принципы работы гидродинамического упорного подшипника скольжения представлены на рисунке 2.2. Основными составляющими, необходимыми для создания гидродинамической реакции смазочного слоя для поддержания прикладываемой осевой нагрузки, являются сужающийся клин, движущаяся относительная поверхность (упорного диска) и поток вязкой смазки.

При этом неизменным сопутствующим явлением является необратимая диссипация механической энергии при вязком относительном сдвиге слоев смазки. Диссипация приводит к повышению температуры и потерям мощности на трение подшипника, которые связаны между собой: энергия, затрачиваемая на нагрев смазочного слоя, получается из механической энергии упорного диска. Повышенные температуры приводят к снижению вязкости смазки и упругой деформации толщин подушек подшипника. В свою очередь деформации изменяют геометрию рабочей поверхности подшипника и, следовательно, форму зазора.

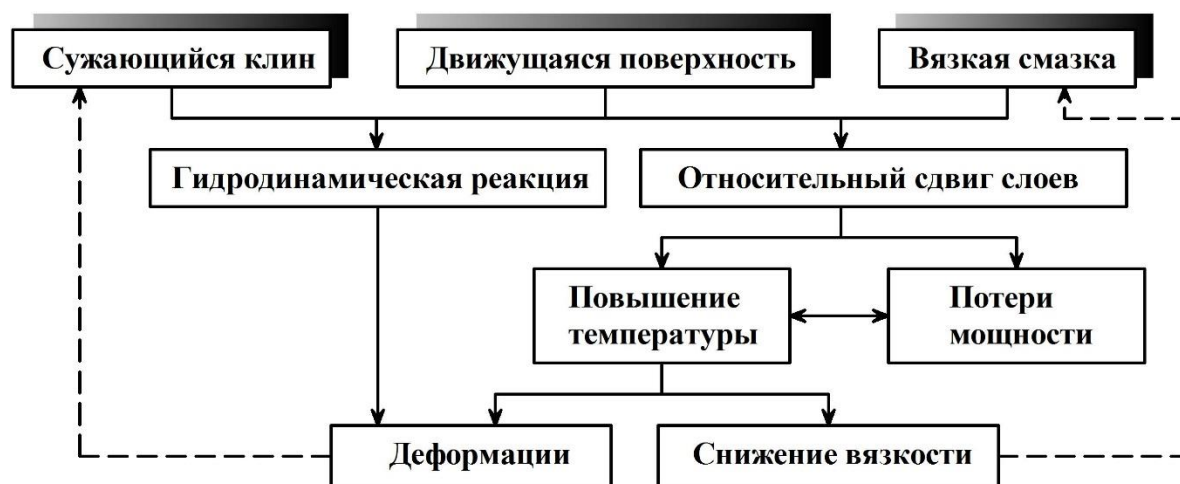


Рисунок 2.2 – Основные принципы работы упорного подшипника скольжения

При ТГД течении смазки не может объяснено возникновение несущей способности между параллельными плоскостями. Например, по оценкам Попова П. З. [147] температурные деформации оказывают значительное влияние на реверсивные подушки подшипника. Данный недостаток устраняет *термоупругогидродинамическая (ТУГД) теория* смазки, которая совокупно учитывает все условия работы подшипника (рисунок 2.2). По этой теории математическая модель представляет собой связанную систему, состоящую из ТГД процессов в смазочном слое и температурных и/или силовых формаций подушек с обоснованными граничными условиями. Решение заключается в совместном рассмотрении уравнений Рейнольдса и энергии для смазочного слоя, уравнений теплопроводности и упру-

гости для твердых подвижных и неподвижных элементов. Дополнительно учитываются зависимости плотности и вязкости смазки от температуры и при необходимости от давления.

В работе [148] Хана, Кетлборо проводят качественную проверку влияния теплового расширения подушек подшипника бесконечной ширины. При расчетах определено, что параллельные поверхности при терморасширении становятся конфузорными на входной кромке и диффузорными на выходе. Это приводит к положительной несущей способности подшипника. Kanarachos A. в работе [149] исследует влияние как силовых, так и температурных деформаций на неподвижную подушку с фиксированным клином. Однако вызывают сомнение достоверность поставленных граничных условий к уравнению энергии. В работе [150] Роде и Э Гун Бин проанализировали на основе ТУГД постановки характеристики ползуна с фиксированным скосом. При этом распределение температур в слое смазки и твердом теле подушки считалось двумерным. Был сделан спорный вывод о преобладании силовых деформаций над температурными. Последнее объясняется выбором модели пластины, свободно опертой по своим краям, и равенством температуры диска и смазки в маслоподводящем канале. Токарь И. Я., Сайчук И. В. и Школьник М. Е. в работе [151] изучили двухслойную подушку с трехмерным распределением температуры в теле и двумерной деформацией. Авторы отметили, что деформации уменьшают минимальную толщину смазочного слоя и, как следствие, надежность работы подшипника.

Анализ многочисленных расчетных и опытных данных [92, 152, 153] показывает, что по отношению к опорам скольжения различных реальных конструкций преобладающим фактором являются тепловые деформации по сравнению с силовыми. Например, согласно [153] силовые деформации должны быть учтены, если избыточные давления в смазочном слое превышают 13,8 МПа для опорных подшипников, что существенно выше развиваемых гидродинамических давлений. На основе этого построены работы д.т.н., проф. Максимова В. А. [154] с сотрудниками в ТУГД постановке, которые решают три взаимосвязанные задачи: гидродинамики

вязкой жидкости, теплопроводности и термоупругости с учетом переменности вязкости и плотности смазки.

Применительно к упорным подшипникам с самоустанавливающимися подушками ТУГД постановку решал Баткис Г. С. [118, 155]. Был проведен анализ влияния разных факторов на работу подшипника и его характеристики. Однако предполагалось равенство температур в начальном сечении подушки, смазочного слоя и изотермного упорного диска температуре подачи смазки. Поэтому вызывают сомнение полученные результаты, поскольку действительная картина распределения температуры в подшипнике иная. Как было указано в работах Подольского М. Е. [56, 110], вследствие большой тепловой инерции и высоких окружных скоростей вращения температура упорного диска по направлению вращения не успевает изменяться, и на его поверхности при контакте со смазочным слоем устанавливается некое среднее постоянное значение.

В работах [37, 90, 91, 119, 156] Хадиев М. Б. исследовал при ТУГД течении упорные подшипники с неподвижными подушками с плоскоклиновой винтовой поверхностью. По результатам зависимостей статических характеристик одиночной подушки от комплексного температурного параметра  $\chi$  отмечается, что тепловой эффект влияет на характеристики подшипника в большей степени, чем все остальные факторы. При этом температура упорного диска  $T_1$  определялась на основе уравнения теплового баланса. Автор отмечает, что необходимо отличать методики расчета клиновых и плоскоклиновых поверхностей неподвижных подушек с кольцевой формой подушек в плане. Плоские участки подшипников с плоскоклиновой поверхностью позволяют им удерживать нагрузку при стояночном положении без вращения. Течение смазки при этом в плоской части необходимо рассматривать как течение Куэтта-Пуазейля. Сама плоскоклиновая поверхность может быть изготовлена с различным профилем (см. рисунок 1.28).

В целом в перечисленных работах рассматривались следующие тепловые граничные условия на входе в смазочный слой для уравнения энергии [53, 118]:



- $\bar{t} = 0$  или  $t = t_1$ , т. е. температура на входе в смазочный слой известна и равна температуре маслоподводящего канала. При этом не учитывается, что в крайних точках соприкосновения слоя с диском и подушкой условие нарушается;
- $\bar{t} = A_1(\bar{y})$ , т. е. искусственно принимается закон распределения температур по высоте входного зазора (линейная или параболическая зависимость);
- $\partial \bar{t} / \partial \bar{\varphi} = 0$ , т. е. подвод теплового потока на входную грань подушки осуществляется только за счет конвекции.

Такие граничные условия не являются обоснованными и вызывают трудности при сходимости результатов расчета с физическими экспериментами, поскольку скорее выбираются авторами из соображений, какое из условий приводит к лучшей согласованности и из-за изолированности смазочного слоя от маслоподводящих каналов. При этом не следует забывать про нагретый слой смазки, который переносится совместно с упорным диском между соседними подушками и представляет собой тепловое сопротивление.

Во работах [22, 157, 158] и др. авторы для некоторого приближения математической модели в различных постановках к реальным тепловым процессам учитывают влияние «переноса горячей смазки» через межподушечный канал на вход последующей подушки путем применения модели смешивания в МПК (рисунок 2.3):

$$Q_0 = Q_1 - \lambda Q_2, \quad T_1 = \frac{T_0 Q_0 + (\lambda Q_2) T_2}{Q_1}, \quad (2.5)$$

где  $T_0, Q_0$ ;  $T_1, Q_1$ ;  $T_2, Q_2$  – температура и объемный расход смазки на подаче в подшипник, на передней и задней кромках подушки, соответственно;  $\lambda$  – коэффициент переноса горячей смазки. Этот коэффициент определяет соотношение потока задней кромки предыдущей подушки, перенесенного на вход последующей, и составляет в зависимости от условий работы подшипника 70...100 % [22]. Он также позволяет учесть способы подачи смазки в межподушечное пространство, влияющий на распределение температуры на входе последующей подушки (при индивидуальном способе  $\lambda=0,6$ ), в том числе при истощении подушки [159]. Ошибка в его оценке приведет непосредственно к ошибкам в прогнозировании максимальной

температуры и других рабочих параметров. Однако этот подход, основанный на контрольном объеме, все еще остается актуальным при численной реализации работы математической модели работы упорных подшипников с неподвижными подушками [22, 39, 159, 160].

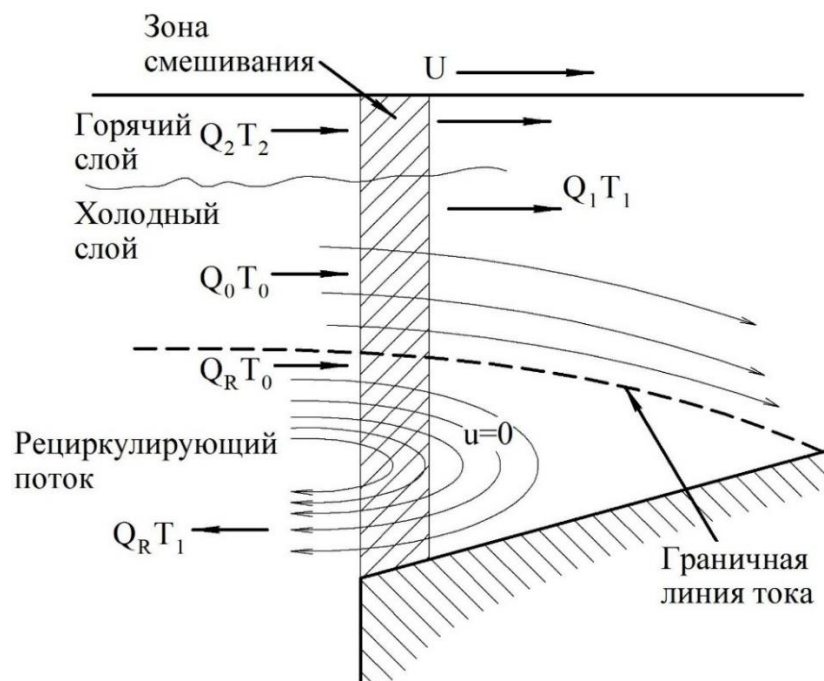
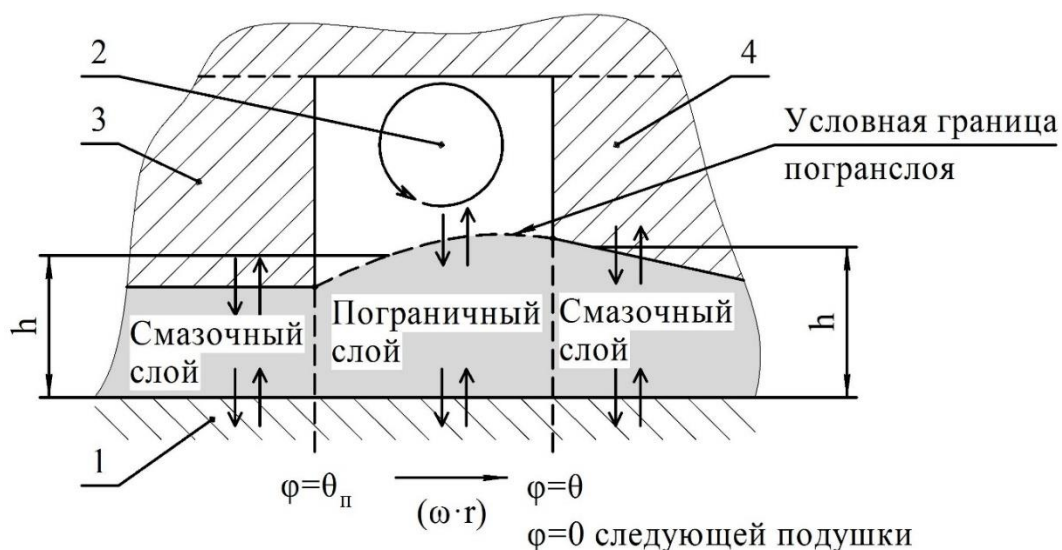


Рисунок 2.3 – Смешивание на входе в подушку с учетом обратного потока [158]

Рассмотрим общую картину работы упорного подшипника скольжения (рисунок 2.4). При вращении упорного диска 1 в маслоподводящем межподушечном канале 2, который разделяет между собой в угловом направлении соседние подушки 3 и 4, образуется тонкий пограничный слой смазки. Он представляет собой часть рабочего смазочного слоя, который выходит с предыдущей подушки 3 и попадает во входное сечение последующей подушки 4. В ядре межподушечного канала 2 частицы смазки, набегая на динамический погранслой и стенки канала, разворачиваются, приходя в круговое движение (образуется вихревое течение) [56, 115, 158]. Пограничный слой смазки находится во взаимодействии со свежей поступающей смазкой канала и фактически является элементом взаимного влияния между подушками. Он играет значительную роль в теплообмене смазочного слоя со свежей «холодной» смазкой межподушечного канала. Наиболее заметно это проявляется при больших частотах вращения до  $45000 \text{ мин}^{-1}$  и удельных нагрузках

до 100 кгс/см<sup>2</sup> компрессорных машин, когда выделения тепла достигают уровня сотен кВт [161].



*Рисунок 2.4 – Картина процессов в межподушечном канале при ПТУГД модели работы упорного подшипника скольжения*

Скорее всего, о необходимости учета межподушечного канала при расчете температуры смазки на входе в слой впервые указал Ханович М. Г. [93, 162], а с учетом подогрева переносимого погранслоя – Подольский М. Е. [56]. Экспериментально важность теплообмена в межподушечном канале и в особенности упорного диска было подтверждена в работах Трифонова Е. В., Ямпольского С. Л. [66, 163]. К аналогичным выводам при теоретических расчетах пришли Эттлз и Камерон [157], Вор [164]. Особенно заметно влияние упорного диска и постоянства его температуры для расчета температуры во входном сечении смазочного слоя. Для того чтобы уточнить температуру во входном сечении Максимов В. А. и Хадиев М. Б. в работе [165] провели оценку глубины проникновения температуры свежей смазки из межподушечного канала в погранслой и необходимой протяженности этого канала.

Следует понимать, что полную картину теплообмена в смазочном и пограничном слоях и межподушечном канале для подачи смазки возможно получить лишь при совместном рассмотрении как течения жидкости в зазоре подшипника скольжения, так и распределения тепла в элементах его конструкции. Первыми такую задачу поставили Максимов В. А., Гнеденкова (Потанина) В. Л., Хадиев М. Б.

в работе [161], однако без проведенного параметрического анализа и влияния теплообмена диска с внешней средой.

Первым полную *периодическую термоупругогидродинамическую (ПТУГД) теорию* поставил и численно реализовал на практике Хадиев М. Б. в работах [166-168] применительно к двум исполнениям упорного подшипника скольжения: с неподвижными подушками с винтовой поверхностью клинового скоса (см. рисунок 1.28б) и самоустанавливающимися подушками (см. рисунки 1.32-1.34). В дальнейшем по отношению к упорному подшипнику с параллельным межподушечному каналу скосом (см. рисунок 1.28а) разработка ПТУГД теории была продолжена в кандидатской диссертации Соколова Н. В. [169]. Из литературы известно, что режим, при котором через равные промежутки времени распределение температуры становится одинаковым, называется периодическим тепловым режимом [170]. Поскольку в работе [168] Хадиев М. Б. по направлению скольжения подвижного элемента ставит периодические граничные условия температуры, то, следовательно, такая постановка задачи называется тепловой периодической термоупругогидродинамической задачей. Он принимает, что распределения температур на входе в смазочный слой при  $\varphi=0$  (или  $\varphi=\theta$ ) (см. рисунок 2.4) на разных уровнях по высоте зазора  $h$  для всех подушек упорного подшипника равны между собой и повторяются с периодом, поделенным на количество подушек  $z$ :  $t|_{\varphi=0} = t|_{\varphi=\theta}$ . Это условие должно выполняться при отсутствии перекоса как общей поверхности подушек, так и при отсутствии биения упорного диска. Следовательно, рассматривались одна подушка и один межподушечный канал как частный случай общего гидродинамического процесса. В ином случае распределение температур должно повторяться при прохождении полного периода вращения упорного диска.

В сравнении с результатами адиабатной и ТУГД теорий [167, 168] ПТУГД теория показала наибольшую сходимость с физическим экспериментом. Она позволяет рассчитать более достоверные значения температур (а не задаваться ими) на входе в смазочный слой и тепловые потоки из слоя в упорный диск и обратно, уточняет расположение и величину максимальной температуры  $t_{\max}$ , минимальной

толщины смазочного слоя  $h_{\min}$  и, следовательно, более точно вычисляет выходные характеристики УПС в сравнении с классическими методиками расчета одиночной подушки. Такая постановка также позволяет приблизительно вычислить возвратные потоки смазки и завихрение вблизи входной кромки подушки подшипника при больших углах поворота за счет учета кондуктивного коэффициента  $\lambda d^2 t / d\varphi^2$  в уравнении энергии. На основе ПТУГД теории авторами в работах [168, 169] был разработан и применен алгоритм оптимизации конструктивных размеров упорного подшипника скольжения и границы их изменения с учетом ограничивающих параметров работы подшипника.

Однако задача Хадиевым М. Б. и Соколовым Н. В. была решена в стационарной постановке без учета возможного осевого перемещения или биения упорного диска в зависимости от режима работы самого компрессора, т. е. без привлечения независимой переменной – времени  $t$ . На сегодняшний день в литературе не известно исследовательских работ, посвященных изучению подшипников скольжения на основе математической модели, построенной по принципам *нестационарной ПТУГД теории*. Это определяет актуальность проведенных настоящих научных исследований.

## **2.2 Динамически нагруженные подшипники скольжения**

В представленных выше работах исследовались статические режимы работы подшипников скольжения. Однако в компрессорных машинах возможно возникновение нестационарных режимов работы и динамическое изменение осевой нагрузки, действующей через упорный диск ротора на смазочные слои подушек УПС. Это может быть вызвано изменением внешних условий на линиях всасывания и нагнетания компрессора, режимами пуска и остановки либо работой центробежного компрессора в режиме вращающегося срыва или помпажа, а также конструктивными погрешностями изготовления и сборки. Во всех случаях упорный диск имеет определенный характер перемещения, что вносит изменения в закономерность образования гидродинамических сил в смазочных слоях УПС. Однако гидродинамическая реакция смазочного слоя зависит не только от положения диска в подшипнике (или осевой нагрузки), но и от скорости перемещения диска

[171, 172] и сил инерции смазки [173]. При этом будут изменяться и ограничивающие работу подшипника параметры: минимальная толщина  $h_{\min}$  и максимальная температура  $t_{\max}$  смазочного слоя. Динамика перемещения упорного диска также будет различная в зависимости от того, какая конструкция упорного подшипника скольжения применена в компрессоре: с самоустанавливающимися или неподвижными подушками, а также от того, используются ли упругие устройства с тыльной стороны подушек, например, пружины или пластины [54]. Поэтому современный этап развития гидродинамической теории смазки характеризуется стремлением учесть взаимодействие между смазочными слоями и подвижным элементом конструкции подшипника скольжения [174, 175]. Обзор основных работ, посвященных изучению динамических режимов работы подшипников скольжения, представлен в таблице 2.2.

Следует отметить, что подшипник скольжения реального центробежного или винтового компрессора является частью сложной динамической системы, конструкция которого оказывает решающее воздействие на динамику всей роторной системы, в том числе на критические частоты вращения и устойчивость [22, 26, 56]. Демпфирование в подшипниках существенно влияет на амплитуду вибрации и чувствительность компрессора на остаточную неуравновешенность ротора. При этом взаимодействие таких параметров, как демпфирование и перекрестные коэффициенты жесткости, определяют устойчивость движения ротора компрессора. Варианты математического описания динамического нагружения подшипника скольжения представлены на рисунке 2.5.

Первым задачу о сближении круглых или эллиптических поверхностей решил непосредственно О. Рейнольдс, а двух прямоугольных платин – Л. Гюмбель (работа 1925 г.). Эти работы, а также исследования из монографии Коровчинского М. В. [93], показали, что при поперечном уменьшении смазочного слоя гидродинамическое давление увеличивается обратно пропорционально толщине смазочного слоя в третьей степени:  $h^3$ .

*Таблица 2.2 – Обзор научно-исследовательских работ, посвященных изучению динамических режимов работы подшипников скольжения*

| № п.п. | Конструкция подшипника скольжения (ПС), особенности теории                                                                                                                                                     | Ученые (организации)                                                                                                             |
|--------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1.     | Цилиндрический ПС, интегральное уравнение распределения давления, изотерм. пост-ка                                                                                                                             | Коровчинский М. В. (Сельскохозяйственная академия имени К. А. Тимирязева)                                                        |
| 2.     | Теория короткого подшипника, изотерм. пост-ка                                                                                                                                                                  | Кирк, Гантер (Амер. общ-во инженеров-механиков)                                                                                  |
| 3.     | Опорные ПС различной конструкции, анализ локальных сил инерции, линеаризованная и нелинейная пост-ка, завис-ть вязкости от темп-ры                                                                             | Токарь И. Я., Урасов П. П., Андрусенко А. М., Криони А. Д. и др. (Укр. заоч. политех. институт им. И. З. Соколова)               |
| 4.     | Опорные ПС различной конструкции, метод возмущения, разработка динамич. коэф-тов, аналит. методы, изотерм. пост-ка                                                                                             | Позняк Э. Л., Малаховский Е. Е. (Предприятие П/Я Г-4128)                                                                         |
| 5.     | Опорные ПС с самоустанавливающимися и неподвижными подушками, разработка динамич. коэф-тов, разработка методов возмущения и численного дифференцирования                                                       | J. W. Lund (The Technical University of Denmark, г. Люнгбю, Дания), F. R. Orcutt                                                 |
| 6.     | Опорные ПС с самоустанавливающимися и неподвижными подушками, разработка динамич. коэф-тов, метод возмущения                                                                                                   | Олимпиев В. И., Ковалев И. А. (НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова)                                                                     |
| 7.     | Опорные многоцентровые ПС и с самоустанавливающимися подушками, динамика ротора, линеариз. адиаб. пост-ка, метод усредненного численного дифференцирования                                                     | Шнепп В. Б., Максимов В. А., Хамидуллин И. В., Можанов В. В. (СКБ по компрессоростроению, КХТИ им. С. М. Кирова)                 |
| 8.     | Опорные и упорные ПС с неподвижными подушками различной конструкции, анализ динамики роторов на основе динамич. коэф-тов и критериев устойчивости, метод численного дифференцирования, линейная адиаб. пост-ка | Савин Л. А., Соломин О. В., Корнеев А. Ю., Ярославцев М. М., Алехин А. В. и др. (Орловский гос. университет им. И. С. Тургенева) |
| 9.     | Цилиндрический ПС, динамика ротора с учетом теплообмена смазочного слоя с элементами конструкции подшипника, линеариз. ТГД пост-ка                                                                             | Ильинов В. Л. (Белгород. гос. технолог. университет им. В. Г. Шухова)                                                            |
| 10.    | Цилиндрический ПС, уравнение Прандтля для тонкого вязкого слоя, линеариз. пост-ка                                                                                                                              | Завьялов О. Г. (Санкт-Петербург. гос. университет)                                                                               |
| 11.    | Цилиндрический ПС при наличии упругого вкладыша или на жесткой стенке, изовязкая пост-ка и завис-ть вязкости смазки от темп-ры, линеариз. пост-ка                                                              | Еркаев Н. В., Нагайцева Н. А. (Институт вычислительного моделирования СО РАН, Красноярский гос. техн. университет)               |
| 12.    | Цилиндрический ПС, уравнения Стокса при отсутствии условий прилипания смазки, завис-ть вязкости смазки от темп-ры, линеариз. пост-ка                                                                           | Рабецкая О. И. (Сибирский федерал. университет, Институт вычислительного моделирования СО РАН)                                   |

Продолжение таблицы 2.2

|     |                                                                                                                                                                                                                                                 |                                                                                                                                                            |
|-----|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 13. | Цилиндрический ПС, УДО, вопросы устойчивости ротора, линеариз. пост-ка                                                                                                                                                                          | Ермилов Ю. И.<br>(Моск. авиац. институт (НИУ))                                                                                                             |
| 14. | Цилиндрический ПС, плоская задача теории упругости, линеариз. пост-ка                                                                                                                                                                           | Темис М. Ю. (МГТУ им. Н. Э. Баумана)                                                                                                                       |
| 15. | Упорный ПС с самоустанавливающимися подушками, уравнения динамики ротора с учетом жесткости соединяющих элементов валопровода и динамики подушек, учет жесткости опор подушек, линеариз. адиаб. пост-ка                                         | Калинин Б. П. (Укр. заоч. политех. институт им. И. З. Соколова)                                                                                            |
| 16. | Упорный ПС с самоустанавливающимися подушками, волновое уравнение вынужденных продольных колебаний вала, линеариз. адиаб. пост-ка                                                                                                               | Хлопенко Н. Я.,<br>Сидорика И. Н. (Национ. университет кораблестроения им. адм. Макарова)                                                                  |
| 17. | Опорный ПС с самоустанавливающимися подушками, линеариз. эмпирич. пост-ка, решение уравнений динамики при дисбалансе ротора методом гармонического баланса                                                                                      | Чернин М. Е. (Невский завод им. В. И. Ленина)                                                                                                              |
| 18. | Анализ динамики роторов путем совместного решения уравнений динамики ротора и гидродинамики смазочного слоя ПС (т. н. метод траекторий), нелинейная адиаб. пост-ка, устойчивость движения ротора                                                | Савин Л. А., Соломин О. В.,<br>Корнеев А. Ю. и др.<br>(ОГУ им. И. С. Тургенева)                                                                            |
| 19. | Влияние на динамику упругих изгибных деформаций роторов и отклонений формы рабочей поверхности, нелинейная адиаб. пост-ка                                                                                                                       | Савин Л. А., Соломин О. В.,<br>Устинов Д. Е., Данчин И. А.<br>(ОГУ им. И. С. Тургенева)                                                                    |
| 20. | Цилиндрический ПС, прямое численное интегрирование уравнений движения ротора, нелинейная адиаб. пост-ка                                                                                                                                         | Аврамов К. В., Борисюк А. В.<br>(Харьк. политех. институт)                                                                                                 |
| 21. | Цилиндрический ПС бесконечной ширины и конечной длины, динамика роторов с введением функций тока и сил инерции                                                                                                                                  | Бургвиц А. Г., Завьялов Г. А.<br>(Южно-Уральск. гос. университет)                                                                                          |
| 22. | Цилиндрический ПС, динамика роторов с учетом остаточного дисбаланса и нелинейности смазочных сил                                                                                                                                                | Тондл Алеш (Чехословакия)                                                                                                                                  |
| 23. | Цилиндрический ПС и с плавающей втулкой, упруго-гидродинамическая задача, модифицированное уравнение Элрода, линеариз. адиаб. пост-ка, неньютоновская смазка                                                                                    | Прокопьев В. Н., Рождественский Ю. В., Караваев В. Г.,<br>Хозенюк Н. А.,<br>Тараненко П. А.,<br>Задорожная Е. А. и др.<br>(Южно-Уральск. гос. университет) |
| 24. | Опорный ПС с плавающей втулкой, теория короткого подшипника, ненулевые граничные условия к уравнению Рейнольдса, линеариз. адиаб. пост-ка                                                                                                       | Шитиков И. А. (Казанский гос. технолог. университет)                                                                                                       |
| 25. | Упорный ПС с самоустанавливающимися подушками, уравнение разгона, вариационный метод Канторовича Л. В., анализ природы возникновения автоколебаний, прямая и обратная прецессия ротора, кинематика твердого тела методами тензорного исчисления | Подольский М. Е. (Санкт-Петербург. гос. морской техн. университет)                                                                                         |



Окончание таблицы 2.2

|     |                                                                                                                                                                                  |                                                                                                              |
|-----|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 26. | Опорный ПС с самоустанавливающимися подушками «сухого картера», программный комплекс ANSYS CFX                                                                                   | Фалалеев С. В., Паровой Е. Ф., Гордеев В. Б. и др. (Самарский гос. аэрокосм. университет им. С. П. Королева) |
| 27. | Упорный ПС с самоустанавливающимися подушками, программный комплекс ANSYS CFX, учет теплообмена, оптимальное проектирование геометрии единичной подушки                          | Антонова О. В. (Санкт-Петербург. политех. университет Петра Великого)                                        |
| 28. | Эксперимен. исследования динамики упорного ПС с самоустан. подушками разной конструкции и геометрич. размеров, эмпирические зависимости                                          | Трифонов Е. В., Ямпольский С. Л. (Калужский турбинный завод)                                                 |
| 29. | Эксперимен. исследования динамики упорного ПС с самоустан. подушками при переменных режимах, анализ определяющих факторов работы смазочного слоя, рекомендации по проектированию | Сережкина Л. П., Зарецкий Е. И. (Харьк. турбинный завод им Кирова, ВТИ им. Дзержинского)                     |

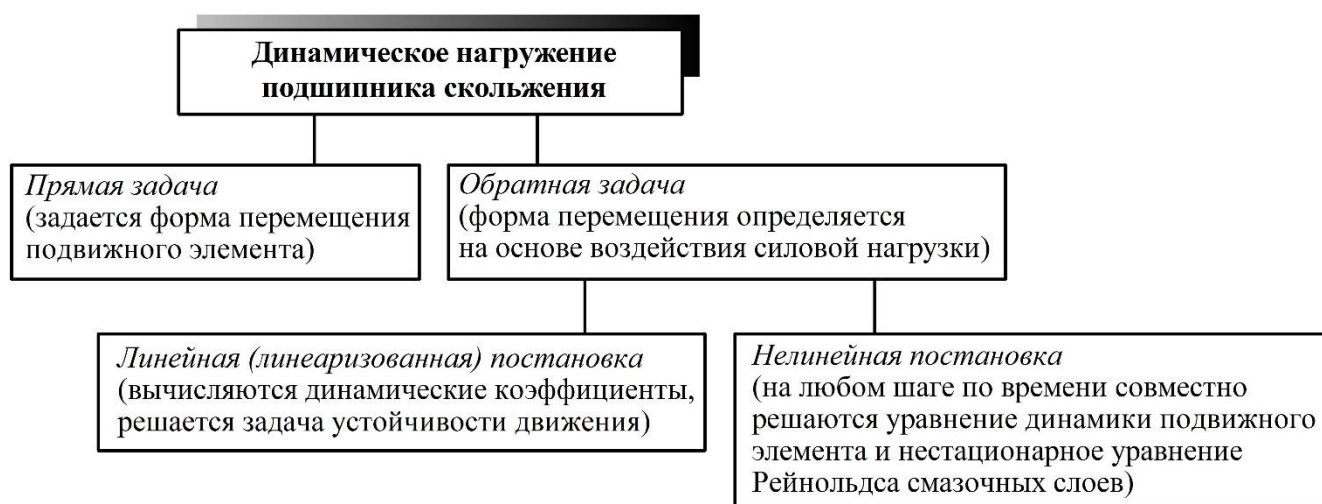


Рисунок 2.5 – Варианты моделирования динамически нагруженного подшипника скольжения

Исходная система уравнений при решении задачи для динамически нагруженного подшипника скольжения включает в себя уравнение Рейнольдса в нестационарном виде, полученное совместным решением уравнения неразрывности с учетом локальной составляющей и усеченных уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости, уравнение энергии в нестационарном виде и уравнение движения (динамики) вращающегося ротора (или упорного диска) как твердого тела. Решение, как правило, заключается в определении траектории движения центра шейки ротора (или упорного диска) и ограничивающих параметров подшипника, динамических коэффициентов и решении вопросов определения критических частот вращения и устойчивости движения ротора.

При выводе в безразмерном виде дифференциальных уравнений неустановившегося движения смазочной жидкости в уравнениях присутствует произведение чисел Рейнольдса и Струхала ( $Re \cdot Sh$ ), представляющее собой отношение локальных сил инерции к силам вязкости смазки. Для подшипника локальные силы инерции позволяют учесть неявное изменение свойств смазки от времени [81], конвективные же силы инерции не оказывают значительного влияния на характеристики подшипника [99, 176]. По оценкам Коровчинского М. В. применительно к быстроходным подшипникам турбомашин величина ( $Re \cdot Sh$ ) равна  $0,005 \dots 0,5$  [81]. По отношению к компрессорам средней производительности по оценкам Хамидуллина И. В. [120] эта величина составляет  $0,025 \dots 0,8$ , что также существенно меньше единицы. Следовательно, локальными силами инерции можно пренебречь. К аналогичному выводу приходят в своих работах Кирк, Гантер [177, 178], а также Хадиев М. Б. применительно к упорным подшипникам скольжения центробежных компрессоров [119]. В этом случае нестационарность процесса смазки подшипника может быть учтена через граничные условия или силовые воздействия, зависящие от времени.

В работах [99, 179] Токарь И. Я. показал, что на распределение давления в смазочном слое существенное влияние оказывает не только скорость относительного движения ротора (или упорного диска), но также скорость переходного процесса, характеризуемого числом Струхала  $Sh$ . В работе [176] он показал важность соотношения динамической нагрузки к весу ротора  $a = F_o/G$ , что подтверждается также в работе [120]. При значениях  $a < 1$  колебания ротора в подшипнике незначительны и допускается использование линеаризованных уравнений с учетом коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя. При значениях  $a > 1$  задачу необходимо решать в нелинейной постановке.

Позняк Э. Л. и Малаховский Е. Е. провели широкие исследования в области устойчивости роторов на опорных подшипниках скольжения и качения разных конструкций [171, 180, 181]. При разных значениях коэффициента нагруженности  $\zeta = q\psi^2/\mu\omega$ , где  $q = W/2Rl$ ,  $W$  – нагрузка на один из подшипников, статические

характеристики подшипников определяют кривую стационарных положений шейки ротора и интегральные характеристики. Динамические же характеристики подшипников определяют дополнительные силы и моменты, возникающие при малых поступательных и угловых перемещениях шейки ротора из стационарного положения, являющиеся основой *обратной линейной (линеаризованной) постановки*. Эти характеристики необходимы при исследовании устойчивости роторов и определения критических скоростей и амплитуд вынужденных колебаний. Динамические характеристики могут быть найдены лишь после нахождения стационарного положения с соответствующим этому положению распределением давления и границами слоя. Знание этих характеристик позволяет решать линейные задачи вынужденных колебаний при внешних переменных во времени нагрузках,

Для определения сил, действующих на шейку ротора при малых ее перемещениях из стационарного положения, может быть использован *метод возмущений* [171, 182]. Полученные таким образом коэффициенты жесткости и демпфирования рекомендованы стандартами API RP 684 [183] и ISO TS 31657-1: 2020 для исследования динамики роторов. Для получения уравнения дополнительных давлений при перемещениях шейки ротора [171] «возмущенные» толщины слоя, скорость ее изменения и давление были подставлены в уравнение Рейнольдса [184] для подшипников при ламинарном режиме течения смазки и из полученного выражения было вычтено уравнение для стационарного решения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{R\partial\theta}(h^3\frac{\partial p_*}{R\partial\theta}) + \frac{\partial}{\partial x}(h^3\frac{\partial p_*}{\partial x}) = [6\mu\omega\cos\theta - 3\frac{\partial}{R\partial\theta}(h^2\sin\theta\frac{\partial p_o}{R\partial\theta}) - \\ - 3\frac{\partial}{\partial x}(h^2\sin\theta\frac{\partial p_o}{\partial x})]u_y + [6\mu\omega\sin\theta + 3\frac{\partial}{R\partial\theta}(h^2\cos\theta\frac{\partial p_o}{R\partial\theta}) + 3\frac{\partial}{\partial x}h^2\cos\theta\frac{\partial p_o}{\partial x}] + \\ + 12\mu\sin\theta\dot{u}_y - 12\mu\cos\theta\dot{u}_z, \end{aligned} \quad (2.6)$$

где  $u_y$ ,  $u_z$ ,  $\dot{u}_y$ ,  $\dot{u}_z$  – смещения и скорости смещения ротора при малых поступательных перемещениях в декартовых координатах.

Из уравнения (2.6) следует, что дополнительные давления, которые возникают в смазочном слое подшипника при малых перемещениях ротора, являются линейными функциями смещений и скоростей. Суммы проекций на оси  $y$  и  $z$  опорного подшипника без учета сил инерции в масляном слое [171] равны

$$\begin{aligned} P_y &= \int_F p_* \sin \theta dF = -C_{yy}u_y - C_{yz}u_z - K_{yy}\dot{u}_y - K_{yz}\dot{u}_z; \\ P_z &= \int_F p_* \cos \theta dF = -C_{zy}u_y - C_{zz}u_z - K_{zy}\dot{u}_y - K_{zz}\dot{u}_z, \end{aligned} \quad (2.7)$$

где  $C_{yy}, \dots, K_{zz}$  – коэффициенты жесткости и демпфирования смазочного слоя, которые зависят от конструкции подшипника и режима его работы. На основе работы [185] Позняк Э. Л. отмечает, что для подшипника любой формы тензоры сил демпфирования являются симметричными. Для наиболее распространенных типов опорных подшипников авторами вычислены статические и динамические характеристики, которые представлены в виде табличных данных. Однако в своих расчетах авторы приняли среднюю температуру смазочного слоя в подшипнике, следовательно, вязкость смазки по всей площади подшипника предполагалась постоянной [181].

Аналогичный метод возмущений использует в своих работах Лунд [186]. Автор отмечает, что, не смотря на очевидную нелинейность характеристики «нагрузка – перемещение», широко применяется описание работы подшипников скольжения с помощью коэффициентов жесткости и демпфирования. Лундом были определены значения динамические коэффициентов для опорных подшипников с различным числом самоустанавливающихся подушек и направлением нагрузки. Результаты расчета были представлены в виде графиков зависимости коэффициентов жесткости и демпфирования от числа Зоммерфельда для горизонтальных валов и от коэффициента предварительного нагружения  $m_0$  для вертикальных валов. В соответствии с методом возмущений выражение для толщины смазочного слоя опорного подшипника равно [186]

$$h = h_0 + \Delta h, \quad (2.8)$$

где  $h_0$  – толщина слоя в положении статического равновесия шипа;  $\Delta h$  – возмущенная толщина слоя. «Возмущенные» толщины смазочного слоя порождают аналогичные возмущенные давления внутри нее

$$p = p_0 + \Delta p. \quad (2.9)$$

Путем подстановки полученных выражений в полученное уравнение Рейнольдса [186], а также при сохранении членов только первого порядка по возмущениям, автором получено

$$\begin{aligned}
 R\{p_o\} &= \frac{1}{2}\omega \frac{\partial h_o}{\partial \theta} = \frac{1}{2}\omega(-x_o \cos \theta + y_o \sin \theta), \\
 R\{p_x\} &= -3\frac{\cos \theta}{h_o} \frac{1}{2}\omega \frac{\partial h_o}{\partial \theta} - 3\frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial p_o}{R\partial \theta} \frac{\partial}{R\partial \theta} \left(\frac{\cos \theta}{h_o}\right) - \frac{1}{2}\omega \sin \theta, \\
 R\{p_y\} &= -3\frac{\sin \theta}{h_o} \frac{1}{2}\omega \frac{\partial h_o}{\partial \theta} - 3\frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial p_o}{R\partial \theta} \frac{\partial}{R\partial \theta} \left(\frac{\sin \theta}{h_o}\right) - \frac{1}{2}\omega \cos \theta, \\
 R\{p'_x\} &= \cos \theta, \quad R\{p'_y\} = \sin \theta, \quad R\{\quad\} = \frac{\partial}{R\partial \theta} \left(\frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial}{R\partial \theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial z}\right),
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения шипа.

Лунд подтверждает [186], что поскольку перекрестные коэффициенты демпфирования выводятся из самосопряженных операторов, они должны быть равны друг другу, т. е.  $B_{yx} = B_{xy}$ . Из этого следует, что матрица демпфирования обладает свойствами симметричности и главными направлениями. Однако этот вывод не следует применять к матрице жесткости, перекрестные коэффициенты которой не равны друг другу, т. е.  $K_{yx} \neq K_{xy}$ . В работе [186] также дается оценка анализа траектории движения вала в подшипнике, основанная на линейной и нелинейной постановках, и показано, что разность максимальных значений амплитуд не превышает 38 %.

На основе методики, представленной в работе [186], Orcutt F. R. выразил дополнительные силы, возникающие при колебаниях ротора на опорных подшипниках скольжения, через динамические коэффициенты [187]. Он доказал, что предварительное нагружение подушек улучшает динамические характеристики подшипника.

Jones G. J., Martin F. A. в работе [188] показали, что на динамические коэффициенты опорных подшипников существенное влияние оказывает величина зазора под точкой опоры  $h_{po}$  при положении ротора в центре подшипника. Klump R. [189] и Эттлес [190] на основе данных возрастания раскрытия подушки

вследствие термической деформации самоустанавливающейся подушки или большего радиуса расточки опорной поверхности сделали вывод, что это приводит к уменьшению коэффициентов демпфирования подшипника. Исследования Klump R. расположения точки опоры самоустанавливающейся подушки [189] привели к выводу, что наиболее благоприятным по отношению к динамическим коэффициентам является центральное опирание подушки, т. е.  $\bar{\theta}_p = 0,5$ .

Колебания роторов турбомашин на подшипниках скольжения исследовались Олимпиевым В. И. с сотрудниками [191, 192]. Внимание уделялось двухопорной схеме с симметричным жестким или гибким ротором с насаженным на него диском. Для определения динамических характеристик также использовался метод возмущений, с помощью которого были выведены аналитические зависимости для получения коэффициентов жесткости, демпфирования и инерции смазочного слоя подшипников различной конструкции. Математическая модель динамики ротора включала дифференциальные уравнения движения шейки ротора в следующем виде:

$$\begin{aligned} M(\ddot{X} + \ddot{X}_1) + CX_1 &= M\Delta\omega^2 \sin \omega t; & CX_1 + 2R_x &= 0; \\ M(\ddot{Y} + \ddot{Y}_1) + CY_1 &= M\Delta\omega^2 \cos \omega t + Mg; & CY_1 + 2R_y &= 0, \end{aligned} \quad (2.11)$$

где  $X$  и  $X_1$ ,  $Y$  и  $Y_1$  – координаты центров шейки и диска, соответственно;  $\Delta$  – смещение центра массы диска (остаточная неуравновешенность);  $M$  – масса диска;  $C$  – жесткость ротора. Сравнение опытных и теоретических результатов показало приемлемую сходимость теории.

Наряду с методом возмущения существует *метод численного дифференцирования* гидродинамических реакций, не смотря на присущие ему численные погрешности при вычислениях [171, 182, 183, 186].

Применительно к многоцентровым опорным подшипникам и с самоустанавливающимися подушками центробежных и винтовых компрессоров теоретические и экспериментальные исследования провели Шнепп В. Б. [193-195], Максимов В. А. и Хамидуллин И. В. [120, 196], Можанов В. В. [123, 197]. В условиях постоянных свойств смазочного материала динамическая реакция смазочного

слоя была линеаризирована путем разложения функции в ряд Тейлора, вычитая статическую нагрузку и отбрасывая все члены ряда, содержащие приращения смазочного слоя  $r$  и  $\dot{r}$  в степенях выше первой. Динамическая реакция получалась в виде  $F_{дин} = -d\Phi/dh \cdot r - d\Phi/dh \cdot \dot{r} = -Cr - K\dot{r}$  [194]. При этом для аналитического решения были приняты допущения [194, 195]: параболический профиль эпюры давления с показателем  $m=2$ ; в направлении скольжения относительно подушки температура масла аппроксимировалась формулой Фогеля; в поперечном направлении градиент температуры  $\partial t/\partial y = 0$ . Это позволило упростить интегрирование уравнение Рейнольдса. Однако в работах [120, 123] задача решалась в адиабатной постановке численными методами. При этом задача сводилась к совместному решению уравнений Рейнольдса и энергии для подшипника бесконечной ширины с последующим нахождением коэффициентов  $A_1$  и  $A_2$  распределения давления по ширине подушки методом Бубнова-Галеркина [172]. При расчете опорных подшипников с самоустанавливающимися подушками к уравнениям движения центра шипа ротора также были присоединены уравнения поворота подушек при самоустановке [120, 172]. Траектория движения шипа получается численным интегрированием уравнений движения методом Эйлера [120, 123]. В работе [123] температура смазки на входе в подушку дополнительно определялась из уравнения теплового баланса. В указанных работах степень анизотропии опорных подшипников была принята небольшой, и для инженерных задач применялись усредненные за один оборот шейки значения динамических характеристик подшипника.

Идея заключалась авторами в замене действительных динамических характеристик эквивалентными усредненными характеристиками так, чтобы по движению ротора полученной таким образом моделирующей системы можно было судить об интересующих нас свойствах истинного движения. Поспелов Г. А. рассмотрел в работе [198] свободные колебания ротора, в том числе задачу на устойчивость, и предлагал в полярных координатах положить перемещение  $r=\text{const}$ , используя усредненные за один оборот динамические коэффициенты смазочного слоя. Такое усреднение периодических коэффициентов  $q_{js}$  было рекомендовано Четаевым Н. Г. при оценке асимптотической устойчивости невозмущенного движения [199]:

$C_{js} = \frac{1}{T} \int_0^T q_{js} d\tau$ , где в случае подшипников  $\tau = \omega t$ ,  $T = 2\pi$ . Для рассматриваемых

опорных подшипников с самоустанавливающимися сегментами усредненные значения динамических коэффициентов равны [194, 195]

$$C = \frac{4U\mu_1 L^2 B J_F \xi_P^2}{\delta^3} \sum_{j=1}^Z \frac{1}{(1 - \varepsilon \cos \varphi_j)^3}, \quad K = \frac{\mu_{CP} L^3 B}{2\delta^3} \chi^* \sum_{j=1}^Z \frac{1}{(1 - \varepsilon \cos \varphi_j)^3}, \quad (2.12)$$

где  $\varphi$  – угловая координата,  $U$  – окружная скорость,  $L, B$  – геометрические размеры опорного подшипника,  $J_F$  – коэффициент нагружения,  $\mu$  – динамическая вязкость на входе в подушку или его среднеинтегральное значение,  $\xi_P$  – безразмерная толщина слоя над опорой,  $\delta$  – радиальный зазор,  $z$  – количество подушек,

$$\chi^* = 1 - \frac{192}{\pi^5} \frac{L}{B} \left( th \frac{\pi B}{2L} + \frac{1}{243} th \frac{3\pi B}{2L} \right).$$

По мнению авторов, в подшипниках скольжения динамические коэффициенты обоих видов проявляются одновременно [194]. Коэффициенты в значительной степени зависят от угловой скорости вращения ротора, входящей в коэффициент Зоммерфельда  $S_O = q\psi^2/(\mu\omega)$ , где  $q$  – удельная нагрузка,  $\psi = 2\delta/d$  – относительный зазор. Однако благодаря анизотропии смазочного слоя, т. е. в общем случае  $C_Y(\omega) \neq C_Z(\omega)$  и  $K_Y(\omega) \neq K_Z(\omega)$ , центр шейки ротора описывает эллиптические траектории вокруг точки кривой подвижного равновесия, так как амплитуды прогибов по осям  $OY$  и  $OZ$  неодинаковы, что подтверждено экспериментально [120]. Это указывает на преобладание сил упругости над силами вязкого сопротивления. Полученные динамические коэффициенты были применены при реализации программы КС-1Д, предназначенной для расчета АЧХ роторов компрессоров [200].

Следует отметить, что коэффициент Зоммерфельда  $S_O$  учитывает относительные, но не действительные геометрические размеры подшипника, например, предварительную нагрузку, тепловые или силовые деформации подушек или смещение точки опоры для самоустанавливающейся подушки. Следовательно, это упрощенное соотношение можно рассматривать только для предварительной оценки, осторожно сравнивая характеристики разных подшипников.



Исследования Хамидуллина И. В. подтверждают, что определяющее влияние на характеристики опорного подшипника при динамическом нагружении оказывает соотношение динамической и статической нагрузок, характеризуемое коэффициентом  $a = e_M \omega^2 / g$  [120]. С ростом коэффициента  $a$  возрастают относительная амплитуда колебания шипа  $2\bar{A} = 2A / h_{po}$ , колебание гидродинамического давления по отношению к давлению в случае стационарного нагружения  $\Delta\bar{p}_{\max} / \Delta\bar{p}_{ст}$ , коэффициент максимальной температуры  $\bar{t}_{\max}$  и уменьшается коэффициент минимальной толщины смазочного слоя  $\bar{h}_{\min}$ . Зависимости носят линейный характер. Сделан вывод, что самоустанавливающиеся подушки ОПС центробежных компрессоров малоинерционны и способны отслеживать перемещения шипа, приводящие к изменениям зазора под точкой опоры подушки  $h_p$ .

Урасов П. Г. в работе [201] определил кривые перемещения на основе адиабатной теории и путем линеаризации уравнений относительного движения упорного гребня крупных гидрогенераторов и самоустанавливающихся сегментов в процессе пуска. Сделан вывод, что выполнение ступени Рэлея на рабочей поверхности самоустанавливающегося сегмента с центральным опиранием приводит к возрастанию с начала пуска минимальной толщины слоя  $h_{\min}$ . Подтвержден вывод об отсутствии влияния момента инерции подушки на характер пуска. Рассмотрены прогибы подушек с применением метода конечных элементов. Однако не рассмотрена возможность проявления граничного и полужидкостного режимов смазки при пуске.

Метод численного дифференцирования получил развитие в современных работах д.т.н., проф. Савина Л. А. [125], Соломина О. В. [128, 202-204], Корнеева А. Ю. [131, 205, 206] и др. Аналогично Лунду [186] динамические характеристики определялись путем представления в виде линейных функций перемещения и скоростей центра шейки ротора. В [202] отмечается, что линейность характеристики «несущая способность – перемещение» для опорных подшипников турбомашин соблюдается при относительном эксцентриситете  $\varepsilon = e/h_o \leq 0,3$ . Динамическая модель в работах представляется в виде осциллятора, опирающегося на

систему пружин и демпферов. В общем случае в предположении малости смещений  $\Delta X$ ,  $\Delta Y$ ,  $\Delta Z$  и скоростей  $\Delta \dot{X}$ ,  $\Delta \dot{Y}$ ,  $\Delta \dot{Z}$  от положения статического равновесия  $(X_o, Y_o, Z_o)$  гидродинамические реакции смазочного слоя определялись путем линеаризации, основываясь также на разложении в ряд Тейлора с точностью до слагаемых первого порядка в окрестности стационарного положения ротора (индекс «0») без учета инерционной составляющей потока смазочной жидкости [202, 205]

$$R_X = R_{Xo} + \left(\frac{\partial R_X}{\partial X}\right)_o \Delta X + \left(\frac{\partial R_X}{\partial Y}\right)_o \Delta Y + \left(\frac{\partial R_X}{\partial Z}\right)_o \Delta Z + \\ + \left(\frac{\partial R_X}{\partial \dot{X}}\right)_o \Delta \dot{X} + \left(\frac{\partial R_X}{\partial \dot{Y}}\right)_o \Delta \dot{Y} + \left(\frac{\partial R_X}{\partial \dot{Z}}\right)_o \Delta \dot{Z} + \dots \quad (2.13)$$

Аналогично уравнения записывались для координатных направлений  $Y, Z$ . Дополнительные реакции смазочного слоя, возникающие при малых амплитудах движения центра шейки ротора  $\Delta X$ ,  $\Delta Y$ ,  $\Delta Z$ , были представлены в виде

$$\begin{bmatrix} \Delta R_x \\ \Delta R_y \\ \Delta R_z \end{bmatrix} = -K \begin{bmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \\ \Delta Z \end{bmatrix} - B \begin{bmatrix} \Delta \dot{X} \\ \Delta \dot{Y} \\ \Delta \dot{Z} \end{bmatrix}, \quad (2.14)$$

где  $K, B$  – матрицы, характеризующие упругие и демпфирующие свойства смазочного слоя, соответственно. Элементы матриц  $K$  и  $B$  – коэффициенты  $K_{XX}, K_{XY}, \dots, B_{XX}, B_{XY}, \dots$  – частные производные, которые были рассчитаны в положении статического равновесия ротора  $K_{IJ} = -\left(\frac{\partial R_I}{\partial J}\right)_o$ ,  $B_{IJ} = -\left(\frac{\partial R_I}{\partial \dot{J}}\right)_o$ , где  $I, J = X, Y, Z$ . В работах [131, 205] для мало- и средненагруженных роторов турбомашин из-за осевой симметрии принято допущение, что динамические коэффициенты смазочного слоя можно рассчитывать при концентричном расположении ротора в подшипнике при  $\varepsilon = e/h_o = 0$ . В этом случае прямые коэффициенты жесткости и демпфирования в плоскости  $XOY$ , а также перекрестные коэффициенты жесткости и демпфирования во всех остальных плоскостях, становятся равны между собой. В работе [202] Соломин О. В. отмечает, что, не смотря на линеаризованный вид, уравнения (2.12), (2.13) может определенным образом быть учтено нелинейное поведение смазочного слоя. При этом уравнения движения ротора выведены с

использованием метода Лагранжа [131, 206]. По отношению к маловязкой жидкости (водный конденсат) по аналогичной методике в ТГД постановке задача решается в работе [143]. По отношению к УПС для конструкций без маслоподводящих каналов и без расчета осевой устойчивости движения похожие исследования провел Алехин А. В. [47].

На основе полученных динамических коэффициентов авторы исследуют характер устойчивости движения ротора на подшипниках скольжения двумя способами [128, 131, 206]. Первый способ позволяет не решать саму систему уравнений движения, а использовать критерии устойчивости. Такими признаками устойчивости являются критерии Рауса-Гурвица, Найквиста, Михайлова и др. [81, 82, 207]. Он позволяет судить об устойчивости системы, зная лишь коэффициенты характеристического уравнения [208]. При втором способе, названном метод D-разбиений, в случае неустойчивости системы корни уравнения пересекают мнимую ось [207, 208].

В работе [209] Завьялов О. Г. провел интегрирование пространственного нестационарного течения вязкой жидкости в линеаризованной постановке. При рассмотрении газовых подшипников автор в качестве основного использовал уравнения Прандтля для тонкого вязкого слоя газа. При этом в качестве одного из вариантов рассмотрено нестационарное течение вязкой несжимаемой жидкости между двумя стенками, колеблющимися с определенной частотой.

В работе [210] Еркаевым Н. В. и Нагайцевой Н. А. получено асимптотическое решение колебаний ротора на цилиндрических подшипниках при наличии упругого вкладыша и на жесткой стенке. Колебания вала описываются уравнениями, полученными в виде линеаризации с радиальными и азимутальными коэффициентами жесткости и демпфирования. Определено, что эти динамические коэффициенты монотонно возрастают при уменьшении толщины масляного слоя. В случае упругого вкладыша колебания затухают с приобретением эллипсоподобной формы в окрестности точки равновесия и существенно зависят от коэффициента жесткости вкладыша.

Рабецкая О. И. в работе [211] рассмотрела работу цилиндрического подшипника с учетом деформации поверхностей подшипника, волнистости шейки ротора, граничным скольжением смазки и областью кавитации. В случае отсутствия условий прилипания автор для описания движения жидкости смазочного слоя использовал уравнения Стокса

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial z} \right), \quad \frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial z} \right). \quad (2.15)$$

Ермилов Ю. И. в работе [212] рассматривает вопросы устойчивости жесткого несимметричного ротора с цилиндрическими и упруго-демпферными подшипниками (с плавающей втулкой и лепестковые). Коэффициент возбуждения ротора от внешних сил (перекрестный коэффициент жесткости) был представлен в виде комплексного числа, действительная часть которого равна нулю, а мнимая – частоте круговой прецессии ротора.

Исследования учета влияния упругих силовых деформаций шейки вала и цилиндрического подшипника также провел Темис М. Ю. в работе [213]. Автор предполагает, что сечения вала и подшипника остаются плоскими, все деформации в осевом направлении равны нулю и применимо решение плоской задачи теории упругости (ПЗТУ). По оценкам автора деформации поверхностей скольжения существенно влияют на динамические характеристики подшипника при относительном эксцентриситете  $e \geq 0,6$ .

В работе [214] Калинин Б. П. предложил математическую модель работы упорного подшипника, содержащее в том числе уравнения динамики ротора с учетом жесткостей элементов, соединяющих роторы, и уравнения динамики самоустанавливающихся подушек. В уравнения динамики подушек входит коэффициент податливости опоры, учитывающий перемещения подушек под действием знакопеременных нагрузок. Однако податливость задана через свободно задаваемую жесткость без учета геометрических размеров опор подушек. При решении уравнения Рейнольдса, по существу, была произведена линеаризация на малом промежутке времени. Для определения угла поворота подушек относительно упорного гребня учтены моменты сил трения в опорах подушек подшипника. При расчетах

установлено, что при быстром разгрузении подушки, моменты от сил тяжести которых отрицательны, опрокидываются с образованием диффузорного зазора с поверхностью упорного гребня. Однако при дальнейшем нагружении зазор восстанавливает свой конфузорный вид.

Совместное влияние эксплуатационных факторов работы упорных подшипников с самоустанавливающимися подушками попытались учесть Хлопенко Н. Я. и Сидорика И. Н. в работах [215, 216]. Частью математической модели являются волновое уравнение продольных колебаний ротора и уравнение движения динамической системы подшипника, записанные через динамические коэффициенты смазочного слоя. Осевая нагрузка представлена гармонической функцией или в комплексной форме. Торцовое биение упорного диска под точкой опоры подушки описывается углом наклона его плоскости к оси вращения ротора и рассматривается как вынуждающее гармоническое воздействие с частотой вращения ротора. Уравнения решаются путем последовательных упрощений методом комплексных амплитуд. Однако авторами не раскрыто, каким образом учитывается заявленный перекос корпуса упорного подшипника. Требуется подтверждение адекватности поставленных граничных условий тепловой задачи, описания пузырьков растворенного газа в масле подшипника и вывода формы толщины смазочного слоя.

Следует отметить работу Чернина М. Е. [217], который при изучении сегментных подшипников жесткого симметричного ротора при коэффициенте нагружения  $\xi > 0,05$  решение дифференциальных уравнений движения ротора под действием периодической нагрузки от дисбаланса ищет методом гармонического баланса в виде (при субгармонических колебаниях порядка 1/3):

$$\begin{aligned} x &= u \cos \lambda t + u_3 \cos 3\lambda t; \\ y &= y_0 + v \sin \lambda t + v_3 \sin 3\lambda t, \end{aligned} \quad (2.16)$$

где  $\lambda$  – собственные частоты колебаний линеаризованной системы. Матрицы коэффициентов жесткости и демпфирования определены экспериментально по методике Позняка Э. Л. [171]. Выведены условия возникновения субгармонических и резонансных колебаний.

Необходимость учета в математической модели нелинейных реакций смазочного слоя была продиктована анализом колебаний и устойчивости ротора при больших амплитудах от положения равновесия ротора, по величине сопоставимых с рабочим зазором подшипника. В таких задачах целесообразным является применение *обратной нелинейной постановки*, позволяющей моделировать движение центра шейки ротора или центра упорного диска по высоте рабочего зазора на основе совместного численного интегрирования уравнений динамики ротора и гидродинамики смазочного слоя, который подразумевает совместное решение уравнения Рейнольдса и уравнений движения ротора для каждого момента времени.

Задача в такой постановке одной из первых была решена в работе [218]. В результате получена орбита движения оси ротора в подшипнике скольжения, по которой можно судить как об устойчивости движения, так и об амплитудах колебания ротора. Например, для опорных подшипников скольжения характерны траектории, обладающие точечной устойчивостью, орбитально-устойчивые и неограниченно-неустойчивые, в зависимости от того, как ведет себя траектория движения центра шипа с течением времени: стремится к точке, находящейся в пределах зазора, к предельному циклу или неограниченно возрастает, достигая границы зазора подшипника [219].

Этот метод также представлен в современных работах [128, 131]. Он позволил по форме, размеру и расположению полученных траекторий оценивать динамические свойства роторной системы с учетом нелинейных реакций подшипников. Реализация этого подхода позволила Соломину О. В. в работах [128, 203] изучить влияние отклонений формы шейки ротора, воздействие внешних сил по произвольному закону и движения при переменной частоте вращения ротора. Корнеев А. Ю. в работах [131, 220] на основе полученного семейства траектории центра шейки в конических подшипниках провел анализ устойчивости ротора в зависимости от режимных параметров ( $\omega$ ,  $m_p$ , угол конусности,  $t_0$ ,  $p_0$ , величина дисбаланса), но с условием устойчивой работы ротора в осевом направлении. Система дифференциальных уравнений решаются методом Адамса-Бэшфорта с четвертым порядком точности [219, 220].

Применение этого метода позволяет также строить диагностические признаки по вибрации при практически любых дефектах роторной системы. В работах [204, 221, 222] Устинов Д. Е., Данчин И. А. и др. в линейном и нелинейном видах отдельно рассматривают влияние упругих изгибных деформаций роторов с учетом щелевых бесконтактных уплотнений в качестве дополнительной опоры. Выведена геометрия радиального зазора в любой точке кольцевой эксцентричной щели с учетом конусности сужающего зазора в осевом направлении [221]. Однако ротор не совершает осевых колебаний. Положение ротора определяли с учетом представления упругой линии ротора в виде дуги окружности. Данчин И. А. в работе [222] провел исследования влияния отклонений формы поверхности опорного подшипника: эллипсность, бочкообразность и конусность рабочей поверхности. Установлено, что наибольшее влияние на амплитуду колебаний шейки ротора оказывает конусность подшипника.

Аврамов К. В. и Борисюк А. В. в работе [223-225] рассматривали колебания упругого однодискового ротора на цилиндрических подшипниках. Силы, действующие на шейки ротора со стороны масляного слоя, из уравнения равновесия были получены на основе уравнения Рейнольдса в форме, полученной Позняком Э. Л. [226]. Эти силы аналогично разложению в ряд Тейлора представлены в виде степенных рядов, где разложены на постоянные части сил масляного слоя, линейные части сил и нелинейные части второго и третьего порядка относительно обобщенных координат и скоростей. Полученные значения подставлялись в уравнения движения ротора. Отмечается существенное демпфирование колебаний в масляном слое при возникновении автоколебаний ротора при разных частотах вращения.

Авторами некоторых работ были проведены качественные исследования влияния нелинейных факторов на автоколебательные режимы роторов. Так, в книге Бургвица А. Г. и Завьялова Г. А. [227] с учетом введенных ими функций тока и локальных сил инерции были получены общие выражения для гидродинамической силы смазочного слоя опорного подшипника бесконечной ширины. Были исследованы возможные причины возникновения автоколебаний роторов на опорных подшипниках скольжения конечной длины турбомашин и способы их устранения. В

книге Тондла А. [228] было исследовано влияние на динамику роторов внешнего демпфирования, дисбаланса ротора, статической составляющей нагрузки на подшипник и нелинейности восстанавливающей силы.

Исследования динамики роторов под руководством д.т.н., проф. Прокопьева В. Н., Рождественского Ю. В. проводились также в работах Задорожной Е. А., Хозенюк Н. А., Тараненко П. А. и др. Основные работы этих авторов посвящены расчетам сложнагруженных подшипников коленчатых валов ДВС и поршневых машин, которые характеризуются действием нагрузок и скоростей, переменных во времени и пространстве. В работе [229] автор продолжил развитие метода Хана в уравнениях равновесия и итерационные методы решения уравнения Рейнольдса для нахождения траектории центра шейки ротора, рассматривая различные граничные условия обрыва смазочного слоя [230]. Он развивает математическую модель, в которой перемещение ротора в подшипнике основано на упругих деформациях ОПС и смазочного слоя, которые в свою очередь являются нелинейными функциями действующих на шейку ротора сил и моментов. Подшипник опирается на линейно-упругое основание в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Смазочный слой в изотермической и адиабатной постановке или решением уравнения теплового баланса [230] в этих плоскостях аппроксимируется нелинейно-упругими пружинами, коэффициенты податливости которых определяются в виде функции координат и времени. Для определения линейной и угловой податливостей были применены трехмерные конечноэлементные модели. Одна часть работ посвящена проблемам динамики ротора на подшипниках скольжения с плавающей втулкой [231-233]; другая часть развивает упругогидродинамическую модель смазки подшипников [230, 234, 235], в том числе смазку неньютоновскими жидкостями [236]. Упругая подзадача заключается в определении перемещении поверхности трения вкладыша подшипника от действующих нагрузок. В некоторых случаях для определения поля гидродинамических давлений авторы применяли модифицированное уравнение Элрода [95-97], когда используется функция  $\theta(\varphi; \bar{z})$ , принимающая разное значение в несущей области и области кавитации смазки подшипника в зави-



симости от плотности смазки. Уравнения движения также получены в форме уравнений Лагранжа [208, 233]. Гидродинамические характеристики были определены с помощью численного итерационного метода решения уравнения Рейнольдса. Решение задачи устойчивости ротора и плавающей втулки производился посредством процедуры прямого численного интегрирования уравнений движения.

При расчете опорного подшипника с вращающейся втулкой Шитиков И. А. [237] граничным условием для нестационарного уравнения Рейнольдса в осевом направлении задавал давление подачи смазки, что позволило учесть влияние этого давления на динамику роторов. При этом на функцию давления накладывалось дополнительное условие, исключающее из решения область разрыва смазочного слоя:

$$\bar{p}_i(\bar{\varphi}_i, \bar{z}_i) = \begin{cases} \bar{p}_i(\bar{\varphi}_i, \bar{z}_i), & \bar{p}_i > \bar{p}_{кав}, \\ \bar{p}_{кав}, & \bar{p}_i \leq \bar{p}_{кав}, \end{cases} \quad (2.17)$$

где  $\bar{p}_{кав}$  – давление кавитации. Моменты сил трения при определении угла поворота втулки определялись на основе интегрирования полей касательных напряжений по формулам Ньютона-Петрова. Полученная система дифференциальных уравнений решалась неявным методом трапеций. Однако уравнение Рейнольдса для обоих слоев решалось для короткого подшипника без учета переноса смазки в окружном направлении.

Применительно к нестационарным режимам работы упорного подшипника с самоустанавливающимися подушками исследования провел д.т.н., проф. Подольский М.Е. В книге [56] и диссертации [238] теоретически исследованы пусковые режимы работы подшипников, режимы ударного нагружения и пуска под нагрузкой применительно к подушке прямоугольной формы при плоской задаче. Процесс изменения начальной толщины слоя описывался уравнением разгона

$$\xi^3 \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + \frac{d\xi}{d\tau} = \xi u(\tau) - c^2 \xi^3, \quad (2.18)$$

где  $\tau$ ,  $u(\tau)$ ,  $\xi$  – безразмерные время, скорость скольжения поверхности и толщина слоя, соответственно, а  $c^2$  – постоянный параметр, зависящий от внешней осевой нагрузки. Из уравнения (2.17) выведена формула, определяющая закон изменения

толщины смазочного слоя во времени. Процесс всплытия упорного диска на смазочном слое можно разделить на два этапа, каждый из которых зависит от отдельных конструктивных и эксплуатационных факторов. Теоретическое исследование теплового процесса в пусковой период работы показало малое повышение температуры смазки. Исследование влияния сил инерции смазки определило, что линейные инерционные члены имеют существенное влияние только при ударном нагружении упорного подшипника. Сделан вывод, что для быстрого всплытия вращающегося упорного диска нужно стремиться к повышению вязкости смазки, т. е. пуск осуществлять на холодном масле.

В работах [56, 115, 239] решение уравнения Рейнольдса, состоящего из «стационарного» и «нестационарного» слагаемых, было получено из суммы двух функций, каждая из которых находилась с помощью вариационного метода Канторовича Л. В. Отдельно разобран механизм поведения самоустанавливающейся подушки при быстрой повторной смене знака осевого усилия. Условия, при которых возможно обращение воспринимаемой осевой нагрузки в ноль, зависит от скорости отхода упорного гребня от подушек подшипника, толщины смазочного слоя, длины подушки и скорости скольжения.

В современных работах Подольский М. Е. обращает внимание на природу возникновения самовозбуждающихся колебаний с учетом влияния сил вязкого трения на колебания и устойчивость ротора [240, 241] (исследования ссылаются на научные труды академика Капицы П. Л. [242]), условия возбуждения прямой и обратной прецессии ротора на цилиндрическом подшипнике скольжения [241], кинематику твердого тела методами тензорного исчисления. Для проведения анализа автор разбивает давление смазочного слоя на сумму, первое слагаемое которой учитывает сил инерции, а второе – влияние сил вязкости [240, 241]. Результаты показали преобладающее влияние локальных сил инерции в обеспечении устойчивости, при этом возможно повышение устойчивости при дисбалансе, что наиболее проявляется при несплошном заполнении зазора смазкой. Циркуляционная сила подшипника по автору состоит из двух частей [240]: 1) градиентной из-за изменения давления в окружном направлении; 2) фрикционной, обусловленной силами

трения на шейке ротора. Выяснено, что при существенных относительных длинах  $\lambda$  подшипника обе силы сонаправлены, при небольших – разнонаправлены. Путем точного решения уравнения Рейнольдса получено значение ( $\lambda=1,287$ ), при котором вторая сила равна нулю при ламинарном режиме течения. Определен физический смысл внешней диссипации на устойчивость движения.

В настоящее время современные программные комплексы, такие как ANSYS (Fluent), Flowvision, Numeca, Altair и пр., достигли значительного развития и приобретают популярность среди исследователей. Они позволяют проводить совокупно расчеты гидродинамики смазочного и газового слоев, прочности и динамики роторов, а также расчеты, направленные на оптимизацию конструкции узлов компрессорных машин и др. оборудования. Их успешное развитие побудило некоторых исследователей обратиться к данным продуктам при расчетах ПС.

В работах [243, 244] д.т.н., проф. Фалалеев С. В., Паровой Е. Ф. и др. рассматривают особенности моделирования и проектирования опорных подшипников скольжения с помощью программы ANSYS CFX, включающие в себя гидродинамическую модель твердого тела rigid body (имитация вращения и «всплытия» вала), подготовленные для нестационарных (transient) расчетов. Расчеты в основном проведены для подшипников «сухого картера» при проектировании современных ГТД. В процессе расчетов было проведено исследование зависимостей характеристик подшипника от частоты вращения ротора, температуры смазки в системе.

В работе [245] Антонова О. В. на основе программного комплекса ANSYS CFX использованием средств программного комплекса ANSYS ICEM CFD с учетом теплообмена рассматривает вопросы оптимального проектирования геометрии единичной самоустанавливающейся подушки упорного подшипника гидрогенераторов, а также различные режимы работы и расчет интегральных характеристик УПС. Однако также вызывает вопросы постановка тепловой задачи и взаимное влияние подушек подшипника.

Из последних исследований представляют интерес работы [246, 247], в которых были проведены комплексные сравнения результатов расчетов, полученных с помощью ТУГД моделирования и вычислительной гидродинамики (CFD) в

ANSYS CFX. Приняты допущения об изотермичности и недеформируемости самоустанавливающихся подушек упорного подшипника, проведено сравнение с результатами экспериментальных данных по параметрам: толщина слоя, распределение температур и давления и потери мощности в подшипнике при различных частотах и нагрузках. Как известно, эффекты инерции игнорируются при ТУГД расчете [92], тогда как они включены в CFD метод, который позволяет получить точную зависимость между температурой и нагрузками на подшипники. Однако, толщина слоя на входе в подушку как для ТУГД, так и для CFD занижена. ТУГД более точен по толщине смазочного слоя на выходе  $h_2$ . В тоже время CFD метод более точен по толщине пленки на входе  $h_1$  и потерям мощности. Было подтверждено, что термическая и механическая деформация подушки оказывают ограниченное влияние на эксплуатационные характеристики при низкой частоте и низкой нагрузке. Изотермический и недеформирующий CFD обеспечивает аналогичную толщину слоя, распределение давления и температуры в сравнении с ТУГД расчетом. Было подтверждено, что зависящая от температуры вязкость и термическая деформация оказывают значительное влияние на эксплуатационные характеристики, в то время как влияние механической деформации в ламинарном режиме было незначительным. Авторы утверждают, что ТУГД анализ становится менее точным при включении турбулентности. При этом улучшенная модель температуры на входе в подушку исправила бы ошибку между температурой и нагрузкой на подшипник в CFD методе, а также позволила бы CFD иметь ту же точность, что и ТУГД анализ для зависимости температуры от частоты вращения. Также не учитываются процессы, происходящие в маслоподводящих межподушечных каналах, и взаимное влияние подушек. Однако совершенствование CFD метода представляется перспективным.

Общим вопросом к указанным программным комплексам является форма записи исходных уравнений движения Навье-Стокса, сплошности, энергии и состояния жидкости, компонентов скоростей, которые выражают собой фундаментальные законы сохранения импульса, энергии и массы. Общеизвестно, что вязкость

смазки существенно зависит от температуры. Следовательно, определяющим фактором при расчетах подшипников скольжения жидкостного трения для практически значимых условий работы (в отличие от газовых подшипников) является величина вязкости, переменной во всем объеме смазочного слоя и пограничного слоя межподушечного канала. Из этого следует, что для повышения точности расчета характеристик ПС необходимо расположение коэффициента вязкости в уравнениях движения под знаком дифференциала:  $\dots + d/dx[\mu \dots] + \dots$  [170], что, например, характерно для начальной дивергентной формы записи указанных уравнений. В некоторых случаях такая информация авторами программных комплексов скрыта или указанное условие не учтено.

Сложность аналитического расчета работы подшипников скольжения из-за необходимости учета многочисленных факторов работы и тем более применения численных методов привела к широким практическим исследованиям [47, 51, 56, 74, 83, 86, 89, 98, 105, 118, 128, 131, 168, 171, 236, 239] и др. В работе Мортон [248] определено значительное влияние выделений тепла в смазочном слое на динамические коэффициенты опорных подшипников. Широкие экспериментальные исследования опорных и упорных подшипников скольжения и уплотнений в 70-ых и 80-ых годах были проведены в СКБ по компрессоростроению и КХТИ им. С. М. Кирова [249, 250]. В [250] было доказано преимущество применения индивидуальной пластинчатой пружины под самоустанавливающейся подушкой по сравнению с полукольцом в случае выравнивания осевой нагрузки, приводящее к общему повышению несущей способности УПС. Оптимальная величина пластины определена 2,5 мм. Указано, что несущая способность подушек определяется температурой масла в межподушечных каналах, равной температуре масла в сливном коллекторе  $t_{mnk} = t_2$  и не зависящей от удельной нагрузки  $p_{cp}$ . В то же время максимальная температура смазочного слоя  $t_{max}$  с увеличением  $p_{cp}$  росла весьма интенсивно.

По отношению к упорным подшипникам с самоустанавливающимися подушками турбоагрегатов значительные исследования динамических режимов работы

провели Трифонов Е. В. [163, 251, 252] и Ямпольский С. Л. [66, 253]. Доказано преимущество при динамическом нагружении баббитовой заливки подушек по сравнению с подушками без баббита. В работе [66] исследования показали устойчивость гидродинамического режима трения при возрастании и убывании нагрузки без изменения знака осевого усилия. При этом величина разрушающей нагрузки практически остается равной, как при статическом нагружении. Исследования, при которых осевое усилие меняет свой знак, показали появление динамического возрастания нагрузки на подшипник, значительно превышающей значение при стационарном режиме. Исчезновение процесса гидродинамического трения при изменении знака осевого усилия авторы связывают с появлением вакуума в «центре давления» на поверхности подушки при быстром разгрузении и последующем резком нагружении, когда подушка теряет устойчивость.

При исследованиях Сережкиной Л. П. и Зарецкого Е. И. [26] были рассмотрены конструктивные и эксплуатационные факторы, определяющие несущую способность УПС с самоустанавливающимися подушками. Установку подушки при резком разгрузении подшипника авторы связывают с действием момента  $M_{\theta}$ , определяемого массой подушки: при положительном  $M_{\theta}$  сохраняется положительный угол наклона, а при отрицательном – образуется расширяющийся зазор с поверхностью упорного диска. Однако многочисленные эксплуатационные динамические нагружения упорных подшипников ни разу не приводили к потере несущей способности: во всех случаях при повторном нагружении образовывался гидродинамический сужающийся клин для восприятия нагрузки при перемещениях диска в пределах осевого зазора. При этом также отмечено важное влияние на динамику подшипника упругой выравнивающей системы подушек.

В настоящей диссертационной работе при описании динамического режима работы упорного подшипника скольжения рассматривается постановка *прямой задачи* (см. рисунок 2.5), т. е. вначале задается форма перемещения упорного диска, а далее рассматривается изменение термоупругогидродинамических (локальных и интегральных) характеристик, которые качественно и количественно характери-

зуют работу подшипника. Форма кривой перемещения диска определялась на основе экспериментальных исследований и данных из практики изменения осевой нагрузки на подшипник, соответствующей режиму работы самого компрессора. При этом отдельное внимание уделялось изменению ограничивающих параметров: минимальной толщине  $h_{\min}$  и максимальной температуре  $t_{\max}$  в несущем смазочном слое.

## 2.3 Выводы

Обзор известной литературы из открытых источников, в которой представлено изучение нестационарных и установившихся режимов работы центробежных и винтовых компрессоров и статических и динамических режимов работы подшипников скольжения, а также различных конструкций подшипников скольжения, применяемых в компрессорном оборудовании разных областей машиностроения, позволяет сделать следующие выводы:

- недостатком компрессоров динамического действия, в том числе осевых и центробежных компрессоров, является склонность к возникновению недопустимых режимов работы, при которых происходит потеря глобальной устойчивости течения газа в системе «компрессор – сеть»: это помпаж и предшествующий ему высокочастотный вращающийся срыв [6-13, 15, 16];

- частота помпажа и переменная осевая нагрузка зависят от объема нагнетания трубопровода компрессора до обратного клапана, частоты вращения ротора и производительности компрессора [6]. При этом наиболее уязвимыми при помпаже являются упорные подшипники скольжения и торцевые уплотнения, воспринимающие значительные колебания осевой нагрузки вдоль оси ротора компрессора от газовых сил из-за циклического реверсирования нагрузки;

- конструктивное исполнение подшипников скольжения определяет вибрационную надежность роторных систем компрессорных машин из-за передаваемых усилий на корпус компрессора;

- упорные подшипники нашли широкое применение в механизмах компрессорных машин. Они, например, используются в конструкциях одновальных линейных центробежных компрессоров (с горизонтальным и вертикальным разъемами

корпусов) и мультипликаторных центробежных компрессоров, винтовых компрессоров и мультипликаторов и в прочем оборудовании;

- при помпаже центробежного компрессора происходит существенное увеличение силового и температурного воздействия на подушки УПС, которое может достичь предельных значений в смазочных слоях. При этих процессах гидродинамическое давление может превысить предел текучести материала баббита подшипника в месте сочетания максимальных давления и температуры на подушке или привести со временем к усталостному разрушению при повышенных перепадах и длительных циклах изменения давления;

- упорные подшипники по конструкции разделяются на два исполнения: с самоустанавливающимися и неподвижными подушками. При этом наибольшее распространение приобрели упорные подшипники с самоустанавливающимися подушками благодаря сохранению своих оптимальных характеристик и устойчивости работы при изменении рабочего режима и осевых колебаниях ротора;

- для описания действительных условий работы упорных подшипников компрессоров при существующей тенденции увеличения окружных скоростей и осевых нагрузок, в том числе для учета осевых перемещений упорного диска в пределах зазора при переменных осевых нагрузках, целесообразно использовать математические модели;

- обзор литературы по теории методам расчета упорных подшипников оборудования свидетельствует о важности учета тепловых эффектов, происходящих в смазочных слоях, и процесса смешивания тепловых потоков в маслоподводящих межподушечных каналах;

- наибольшее влияние на статические и динамические характеристики упорного подшипника оказывает зависимость вязкости смазки от температуры. Постановка задачи на условии изотермичности или при постоянной вязкости приводит к ошибочным расчетным данным работы подшипников;

- адиабатная теория смазки [47, 118, 120, 123, 125, 128, 131], при которой не учитывается кондуктивный теплообмен с ограничивающими поверхностями подушки и упорного диска, не позволяет полноценно изучить гидродинамическое и



тепловое состояние подшипника скольжения, в том числе поведение ограничивающих параметров:  $h_{\min}$  и  $t_{\max}$ . В этом случае температура по высоте зазора вычисляется как среднеинтегральная;

- при ТГД, УГД и ТУГД теориях смазки [118, 135, 137, 141, 143, 146, 155] при наличии межподушечного канала для повышения сходимости тепловой задачи с действительным физическим процессом необходимо решать дополнительную задачу расчета температуры смазки на входе в смазочный слой подшипника скольжения, т. е. при  $\varphi = 0$ ;

- происходит становление периодической термоупругогидродинамической (ПТУГД) теории смазки [168, 169]. Она позволяет приближенно учесть взаимное влияние подушек упорного подшипника друг на друга через маслоподводящий межподушечный канал, температурные деформации элементов конструкций подшипника и теплообмен смазочного слоя с подушками, упорным диском и окружающей средой. Это позволяет более полно описывать физическую картину работы упорного подшипника с получением более достоверных статических и динамических характеристик;

- большинство исследований направлены на изучение причин возникновения автоколебаний, критических скоростей или устойчивости движения роторов компрессорных машин с применением простых по конструкции опорных подшипников, например, цилиндрических, без учета колебаний силовой нагрузки в осевом направлении ротора;

- анализ динамических режимов работы подшипников скольжения большинства работ строится при обратной линейной постановке с применением динамических коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя [120, 123, 125, 128, 131, 171, 182, 183, 186, 192, 195]. Однако данная постановка имеет ограничение при больших амплитудах колебаний вследствие нелинейности зависимости «осевая нагрузка – перемещение упорного диска» (при относительном эксцентриситете  $\bar{e} = e / h_0 < 0,3$  [202]). Применительно к упорным подшипникам с неподвижными подушками задача в такой постановке рассмотрена в работе [47];

- при обратной линейной постановке с использованием динамических коэффициентов (жесткости и демпфирования) смазочного слоя подшипников об устойчивости движения ротора компрессорной машины судят либо с помощью критериев Рауса-Гурвица, Найквиста, Михайлова и др. [81, 82, 125, 128, 131, 206, 207], либо с помощью метода D-разбиений [206, 207];

- наиболее точно большие амплитуды движения в пределах зазора подшипника учитываются при обратной нелинейной постановке [128, 131, 218, 222, 225, 236]: в результате прямого численного интегрирования уравнений динамики движения и гидродинамики смазочного слоя определяются перемещение ротора компрессорной машины и характеристики смазочного слоя. При этом полученная траектория движения позволяет судить о динамических свойствах роторной системы и ее устойчивости, которая учитывает нелинейные реакции смазочного слоя подшипников;

- в большинстве работ не рассматривается влияние на динамику роторов упругих элементов конструкции подшипников. Некоторые работы посвящены влиянию на динамику роторов упругих деформаций, шероховатости и погрешностей изготовления и монтажа подшипников скольжения [211, 213, 221, 222];

- отсутствуют исследования упорного подшипника на основе нестационарной ПТУГД теории смазки, позволяющей совместно учитывать процессы, происходящие в смазочном и пограничном слоях, и взаимное влияние подушек подшипника, осевое перемещение диска компрессорной машины и устойчивости его движения с привлечением независимой переменной – времени  $\tau$ ;

- отсутствуют теоретические и экспериментальные исследования, направленные на изучение локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик упорного подшипника компрессорной машины путем прямого изменения положения упорного диска в пределах осевого зазора (прямая задача) при нестационарных и установившихся режимах работы центробежных и винтовых компрессоров, например, при пуске, остановке и изменении частоты вращения ротора компрессора, а также при вращающемся срыве и помпаже ЦК.

## 2.4 Цель и задачи исследования

*Объектом* исследования настоящей диссертационной работы является несущая осевую нагрузку опора: упорный подшипник скольжения с самоустанавливающимися и неподвижными подушками, разделенными маслоподводящими межподушечными каналами (рисунок 2.6).

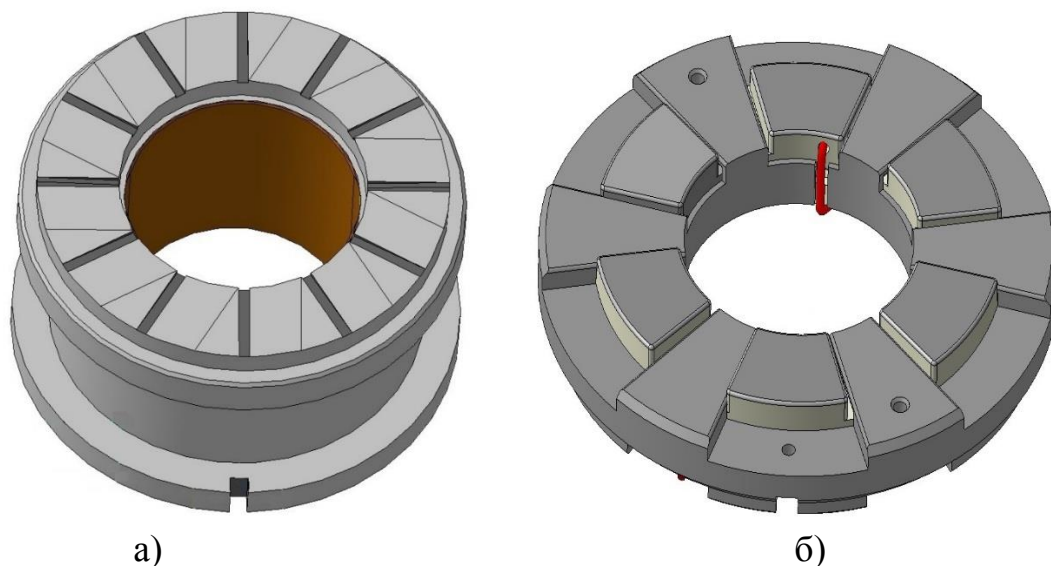


Рисунок 2.6 – Трехмерная 3D-модель УПС с неподвижными подушками мультипликаторного ЦК (а) и с самоустанавливающимися подушками одновального линейного ЦК по СТП 26-05-02-203-73 (б)

*Целью* диссертационного исследования является развитие научно-технического направления, связанного с разработкой и совершенствованием методов расчета локальных и интегральных характеристик упорных подшипников скольжения компрессорных машин на основе математического моделирования сопряженных термоупругогидродинамических процессов в смазочных и пограничных слоях с учетом нестационарных и установившихся режимов нагружения.

Структура научного исследования представлена на рисунке 2.7, которая включает в себя в том числе проведение теоретических и экспериментальных исследований упорного подшипника скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин.

Заявленная цель и сформулированные выводы по обзору доступной литературы по изучению нестационарных и установившихся режимов работы ЦК и ВК, стати-

ческих и динамических режимов работы подшипников скольжения компрессорного оборудования разных областей машиностроения позволяют сформулировать следующие *задачи* диссертационного исследования:



*Рисунок 2.7 – Структура проведения диссертационного исследования*

1. Разработать нестационарную математическую модель работы упорного подшипника ЦК и ВК в ПТУГД постановке, учитывающую влияние подушек друг на друга, тепловые состояния самих подушек и упорного диска на гидродинамические и тепловые процессы в смазочном и пограничном слоях при осевом перемещении и изменении угловой скорости вращения упорного диска в зависимости от времени.

2. Осуществить численную реализацию разработанной нестационарной ПТУГД модели. Результаты численной реализации оформить в виде расчетной программы, позволяющей работать в современных операционных системах компьютера.

3. Провести расчетно-теоретические исследования и установить закономерности изменения локальных (распределение давлений, температур, изолиний зазора) и интегральных (несущая способность, потери мощности, расходы смазки, жесткость и демпфирование) термоупругогидродинамических характеристик УПС в зависимости от конструктивных и режимных параметров при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК: при пуске и остановке компрессора, при вращающемся срыве (мягкий помпаж) и жестком помпаже ЦК.

4. Спроектировать и изготовить экспериментальный стенд, который позволит изучить термоупругогидродинамические процессы, происходящие в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника ЦК. Оснастить стенд информационно-измерительным оборудованием для записи экспериментальных данных.

5. Провести экспериментальные исследования упорного подшипника ЦК с получением данных распределения и изменения давления и температуры в смазочных слоях подушек, потерь мощности и высоты рабочего зазора на нестационарных и установившихся режимах при перемещении (биении) упорного диска.

6. Провести проверку адекватности разработанной нестационарной ПТУГД модели упорного подшипника путем сравнения полученных на экспериментальном стенде данных физических экспериментов с результатами численных экспериментов, а также путем сравнения с данными других расчетных программ.

7. Усовершенствовать с помощью разработанной программы инженерную методику расчета локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик и выработать рекомендации для практики проектирования и изготовления УПС с точки зрения улучшения прогнозирования надежности их работы на разных режимах работы ЦК и ВК.

8. Внедрить созданные обобщенные методы расчета УПС и инженерную методику в производство и проведение реинжиниринга узлов трения отечественных и иностранных ЦК и ВК, в том числе в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС), а также в учебный процесс кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ».

### ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ И УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Как уже было отмечено, для восприятия существенных статических и переменных во времени осевых нагрузок, возникающих при нестационарных и установившихся режимах работы современных компрессорных машин, применяются упорные подшипники скольжения с неподвижными или самоустанавливающимися подушками. В зависимости от исполнения упорный подшипник скольжения, как правило, представляет собой установленный в корпус кольцевой подпятник с профилированной рабочей поверхностью или ограничивающий сепаратор с расположенными внутри подвижными (самоустанавливающимися) сегментами.

Упорные подшипники центробежных и винтовых компрессоров имеют конструкцию, при которой подушки в угловом направлении разделены между собой радиальными межподушечными каналами (рисунки 3.1-3.3). При вращении упорного диска ротора смазка из этих каналов вовлекается в сужающийся клиновой зазор между диском и подушками, где возникает гидродинамическое давление, и исходя из этого, ограничивающие поверхности разделены гарантированными смазочным слоем при жидкостном режиме трения [27]. Такая конструкция позволяет реализовать различные способы подачи смазки, в том числе наименее энергозатратный с индивидуальным подводом смазки к каждой подушке [61, 254]. В межподушечном канале при работе подшипника на поверхности диска образуется также тонкий пограничный слой смазки, который выходит из предыдущей подушки, взаимодействует со свежей смазкой МПК и попадает с повышенной температурой далее на входную кромку последующей подушки. Следовательно, соседние подушки подшипника работают не индивидуально, а находятся во взаимодействии, оказывая тепловое влияние друг на друга. Глубина МПК, как правило, соразмерна с толщиной подушки и превышает толщину смазочного и пограничного слоев в 100...1000 раз. Экспериментальные исследования [51, 66, 86, 119] показывают, что гидродинамическое давление смазочного слоя может достигать 10 МПа и выше, а давление в МПК фактически определяется давлением подачи

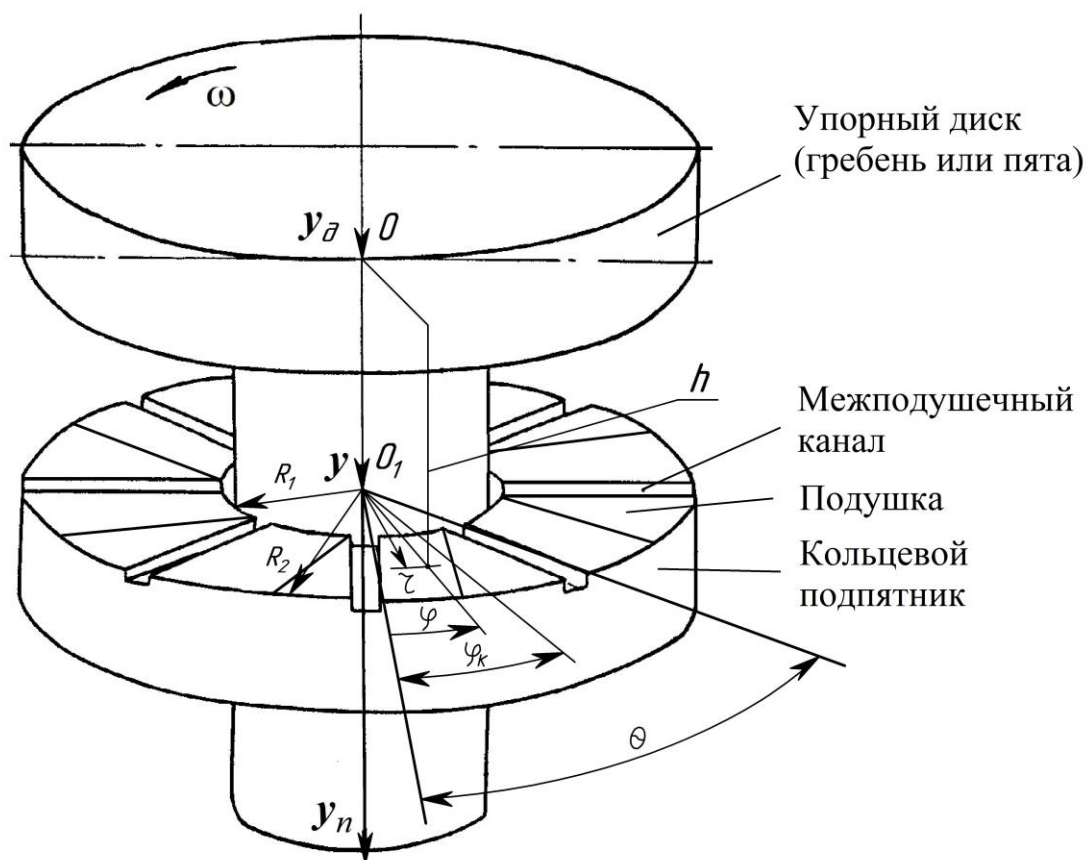


Рисунок 3.1 – Конструкция УПС с параллельным МПК скосом  
профиля неподвижных подушек

В последние десятилетия для развития промышленного компрессорного оборудования характерна тенденция повышения производительности и давления нагнетания корпуса. Это привело к возрастанию частот вращения роторов и увеличению как стационарных, так и переменных осевых нагрузок. Как следствие, усложнились условия работы упорных подшипников скольжения компрессоров: повысились окружные скорости, значительно выросло тепловыделение в смазочных и пограничных слоях и увеличились габаритные размеры при повышенных нагрузках. В результате возросла роль теплообменных процессов. При этом определяющее значение в этих процессах приобретает механизм конвективного теплообмена со свежей смазкой, которая поступает через «холодильники» (межподушечные каналы) и отводится через радиальные сечения зазоров ПС в виде бо-

ковых утечек смазочного слоя. Исследовательские работы, в которых рассматривались указанные процессы с определенными приближениями, были рассмотрены в разделах 2.1, 2.2. Как было отмечено, наиболее полный учет теплообменных процессов в смазочных и пограничных слоях упорных подшипников можно осуществить, только совместно рассматривая процессы течения смазки и распространения тепла в этих слоях и элементах конструкции подшипника. Наиболее всесторонне указанным требованиям отвечает периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) теория смазки, поставленная и развитая по отношению к упорным подшипникам скольжения компрессорных машин в работах [161, 168, 169].

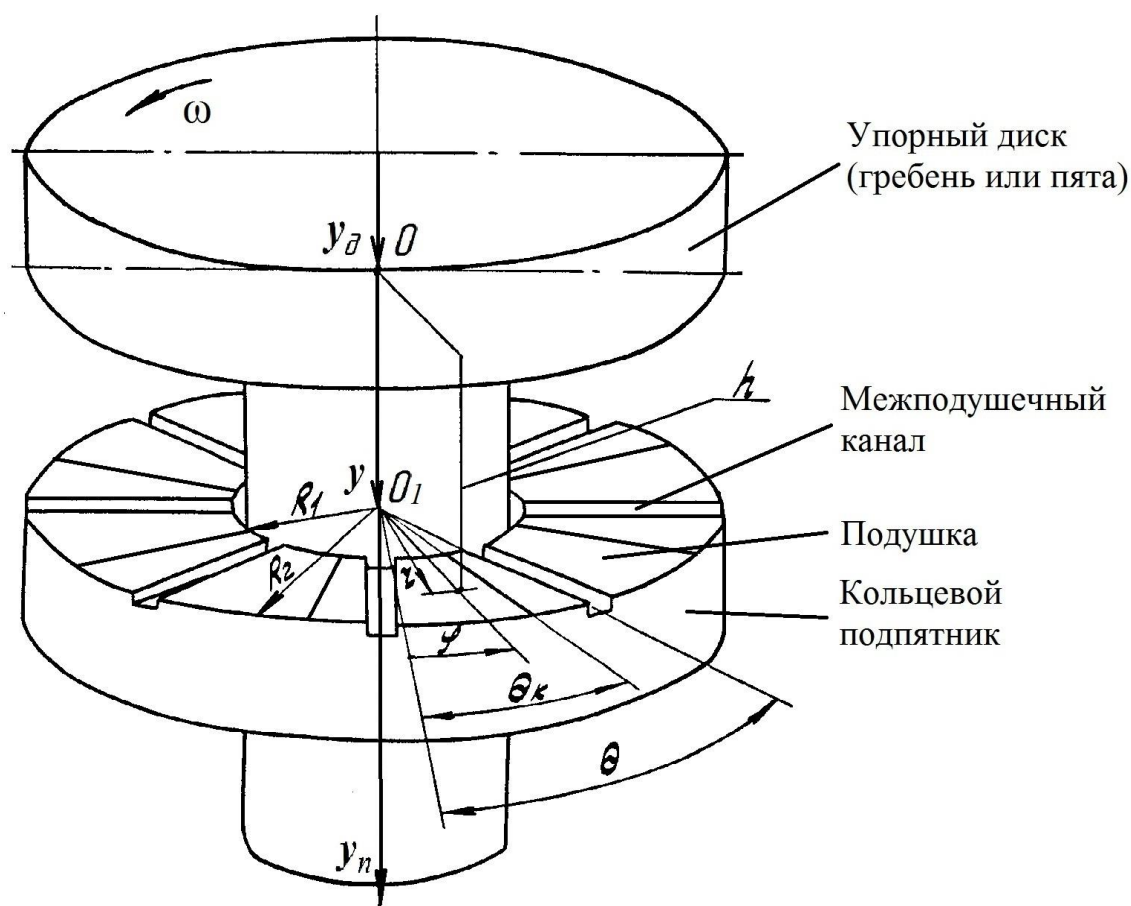


Рисунок 3.2 – Конструкция УПС с винтовой поверхностью клинового скоса профиля неподвижных подушек

В данном разделе будет представлена наиболее обобщенная система дифференциальных уравнений математической модели ПТУГД задачи работы упор-



ного подшипника с неподвижными и самоустанавливающимися подушками с начальными и граничными условиями к этим уравнениям с учетом следующих факторов:

1) нестационарность течения смазки, вызванная осевым перемещением и/или биением упорного диска ротора из-за перекоса монтажа поверхности диска относительно оси вращения;

2) технологические погрешности, например, перекос плоскости рабочих поверхностей подушек при установке в корпус подшипника;

3) трехмерное распределение температур по трем координатам  $r, \varphi, y$ , а также с учетом формы зазора между подвижным и неподвижным элементами и зависимостей вязкости, плотности, теплоемкости и других параметров смазки от температуры. Следует отметить, что такая постановка задачи с учетом перекосов приводит к необходимости рассматривать процессы отдельно во всех подушках и межподушечных каналах упорного подшипника.

Учет влияния гидродинамических процессов, тепловых потоков и термоупругих деформаций рабочих поверхностей подушек УПС подразумевает строгий анализ процессов, требующий совместного решения связанной системы дифференциальных уравнений. Она включает в себя уравнения изменения количества движения (импульса), неразрывности и энергии для смазочного и пограничного слоев, уравнения теплопроводности и упругости для подвижных и неподвижных элементов подшипника. Для обеспечения адекватности и точности расчетов математическая модель должна опираться на фундаментальные научные законы, которые многократно подтверждены экспериментально. Эти законы применительно к жидкой или газовой смазке описываются дифференциальными уравнениями неразрывности (сохранения массы), Навье-Стокса (количества движения) и сохранения энергии. Кроме того, эти уравнения включают в себя подтвержденные экспериментом гипотезы: закон вязкого трения Ньютона-Петрова и закон распространения тепла Фурье [170].

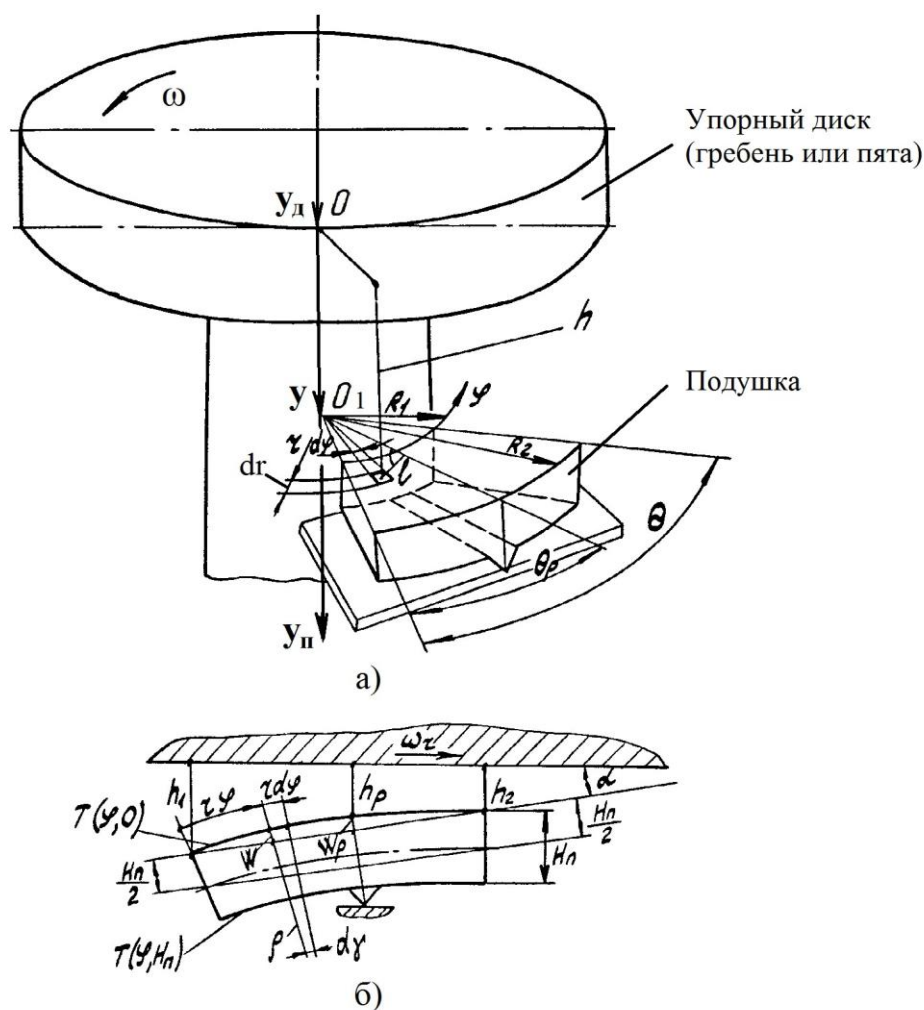


Рисунок 3.3 – Конструкция упорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками: а – общий вид, б – сечение подушки

При разработке ПТУГД математической модели течения жидкости в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника принимаются следующие основные допущения:

1) смазочный материал является сплошной средой, полностью заполняющей весь осевой зазор УПС без учета разрыва смазки;

2) смазочный материал считается однофазной и ньютоновской жидкостью, при которой тензор напряжений в смазочном и пограничном слоях линейно зависит от тензора скорости деформации (выражается законом Ньютона-Петрова). Это допущение фактически подразумевается благодаря использованию уравнений Навье-Стокса в их общеизвестной классической форме;

3) смазочный материал принят изотропным, т. е. физические свойства смазки в каждой точке смазочного и пограничного слоев одинаковы во всех трех направлениях  $r, \varphi, y$ ;

4) смазочный материал считается несжимаемым, а плотность смазки зависит только от температуры  $t$ ;

5) течение смазки является существенно неизотермическим, и температура в каждой точке смазочного и пограничного слоев определяет физические свойства смазки;

6) давление по толщине смазочного слоя принимается постоянным по сравнению с радиальным и окружным градиентами давления и при анализе не учитывается, что многократно подтверждено экспериментально, т. е.  $\partial p / \partial y = 0$ ;

7) действие сил поверхностного натяжения и тяжести смазочного материала пренебрегается, т. е. массовые и гравитационные силы смазки не рассматриваются ( $X = Y = Z = 0$ );

8) конвективные силы инерции незначительны, исходя из анализа порядка величин уравнений Навье-Стокса, т. е. субстанциональные производные скоростей  $DV_{r(\varphi,y)} / dt = 0$ . Это означает также, что силы вязкости смазки преобладают над силами инерции. Следует отметить, последние исследования [255] указывают на возрастающее влияние локальной составляющей сил инерции  $\partial V_{r(\varphi,y)} / \partial \tau$  при повышении частоты вращения ротора;

9) толщина смазочного слоя существенно мала по сравнению с размерами подушки в радиальном  $r$  и окружном  $\varphi$  направлениях. Для УПС толщина определяется направлением  $y$ , ограниченное поверхностями диска при  $y = 0$  и подушки при  $y = h$ ;

10) по координатам  $r, \varphi$  при постановке граничных условий течения смазки принимается, что относительное скольжение смазочного материала на рабочих поверхностях подвижных и неподвижных элементов подшипника отсутствует (условия прилипания), т. е. скорость граничных слоев смазочного материала равна скорости прилегающих опорных поверхностей;

11) по координате  $y$  принимается условие непроницаемости смазки, т. е. равенство нулю скорости нормального сдвигания смазки на поверхности диска при  $0 \leq \varphi \leq \theta$  и подушки при  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$ , в том числе при динамическом процессе. В этом случае динамический процесс учитывается за счет изменения высоты зазора  $h$ .

Помимо вышеуказанных допущений при разработке ПТУГД математической модели работы УПС компрессорной машины приняты следующие дополнительные условия течения смазки:

1) режим течения смазки принят ламинарным без учета возникновения турбулентности, что согласуется с пренебрежимо малыми конвективными силами инерции;

2) в общем случае рассматривается нестационарная задача течения смазки. При этом толщина смазочного и пограничного слоев  $h(r, \varphi)$  непосредственно и температура смазки  $t$  не явно зависят от времени  $\tau$ , а критерий Струхала  $Sh \neq 0$ , т. е. учитываются локальные силы инерции для уравнений неразрывности и энергии;

3) основные определяющие уравнения приведены в исходной дивергентной форме вследствие необходимости адекватного задания условий сопряжения на границах смазочного и пограничного слоев при  $\varphi_{i-1} = \theta$  и  $\varphi_i = 0$  с учетом нестационарности теплового потока смазки при осевом перемещении и изменении частоты вращения упорного диска ротора компрессора.

Основные дифференциальные уравнения ПТУГД математической модели представлены в размерном и безразмерном видах и в цилиндрической системе координат. Первое объясняется тем, что вывод дифференциальных уравнений производился в размерной форме, а решение происходило в безразмерной форме численными методами при построении сетки численной аппроксимации; второе – необходимостью учитывать центробежные силы инерции течения смазки. Области действия дифференциальных уравнений разработанной ПТУГД математической модели упорного подшипника компрессора с поставленными граничными

условиями показаны на рисунке 3.4. Расчетные схемы упорного подшипника скольжения различного исполнения представлены на рисунках 3.5, 3.6.

### 3.1 Определение скоростей течения смазки в смазочном и пограничном слоях

Уравнения движения вязкой жидкости Навье-Стокса (выражают закон сохранения количества движения) в цилиндрической системе в проекциях на оси координат  $r$ ,  $\varphi$ ,  $y$  имеют вид [256]

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial V_r}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + V_y \frac{\partial V_r}{\partial y} - \frac{V_\varphi^2}{r} \right) = \rho G_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \mu \frac{\partial V_r}{\partial r} \right] + \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{V_\varphi}{r} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial r} \right) \right] - \\ - \frac{2\mu}{r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{V_r}{r} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial r} (\mu \nabla V); \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + V_y \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} + \frac{V_\varphi V_r}{r} \right) = \rho G_\varphi - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \\ + \frac{\partial}{\partial r} \left\{ \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{V_\varphi}{r} \right) \right] \right\} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{V_r}{r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_y}{\partial \varphi} \right) \right] + \\ + \frac{2\mu}{r} \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{V_\varphi}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} \right] - \frac{2}{3r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\mu \nabla V); \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial V_y}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial V_y}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_y}{\partial \varphi} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) = \rho G_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \mu \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial r} \right) \right] + \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_y}{\partial \varphi} \right) \right] + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu \nabla V), \end{aligned} \quad (3.3)$$

где  $\nabla V = \text{div} V = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_y}{\partial y}$ ,  $G_r$ ,  $G_\varphi$ ,  $G_y$  – проекции объемных сил на

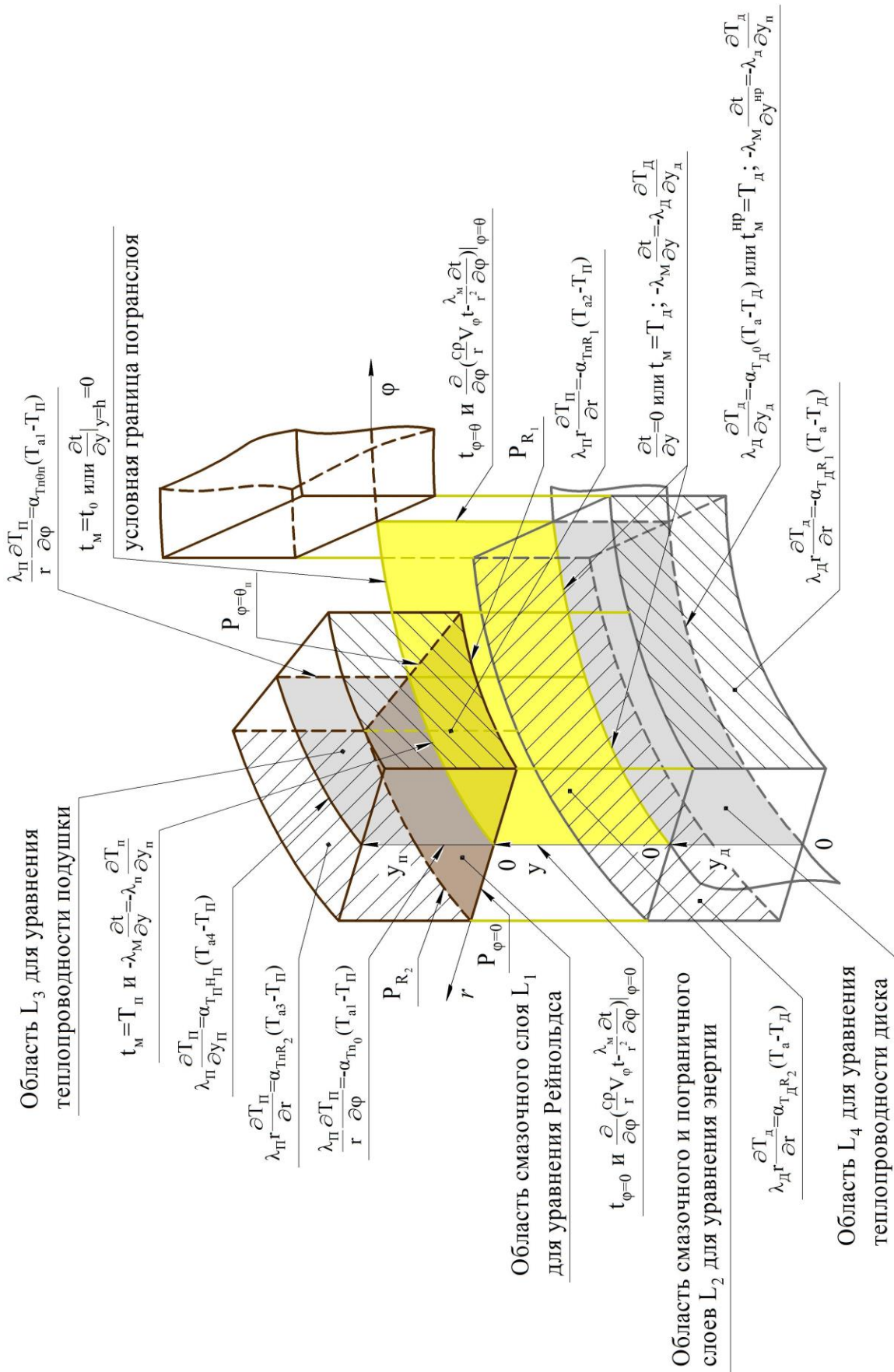


Рисунок 3.4 – Области действия дифференциальных уравнений ПТУГД математической модели работы упорного подшипника скольжения с неподвижными и самоустанавливающимися подушками

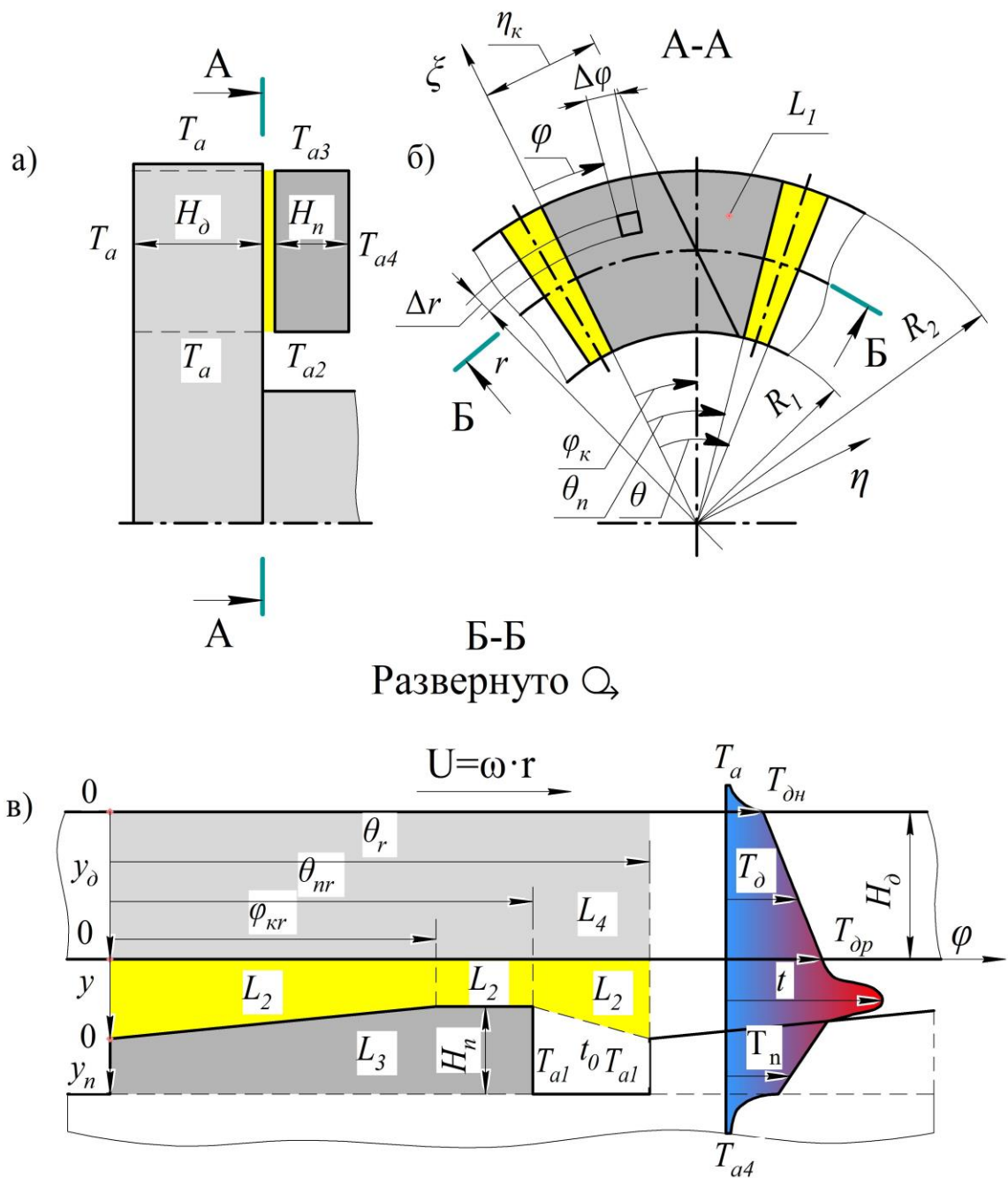


Рисунок 3.5 – Расчетная схема ПТУГД математической модели одностороннего УПС с параллельным МПК скосом: а) сечение вдоль оси вращения вала и упорного диска; б) сечение по А-А; в) развертка сечения по Б-Б

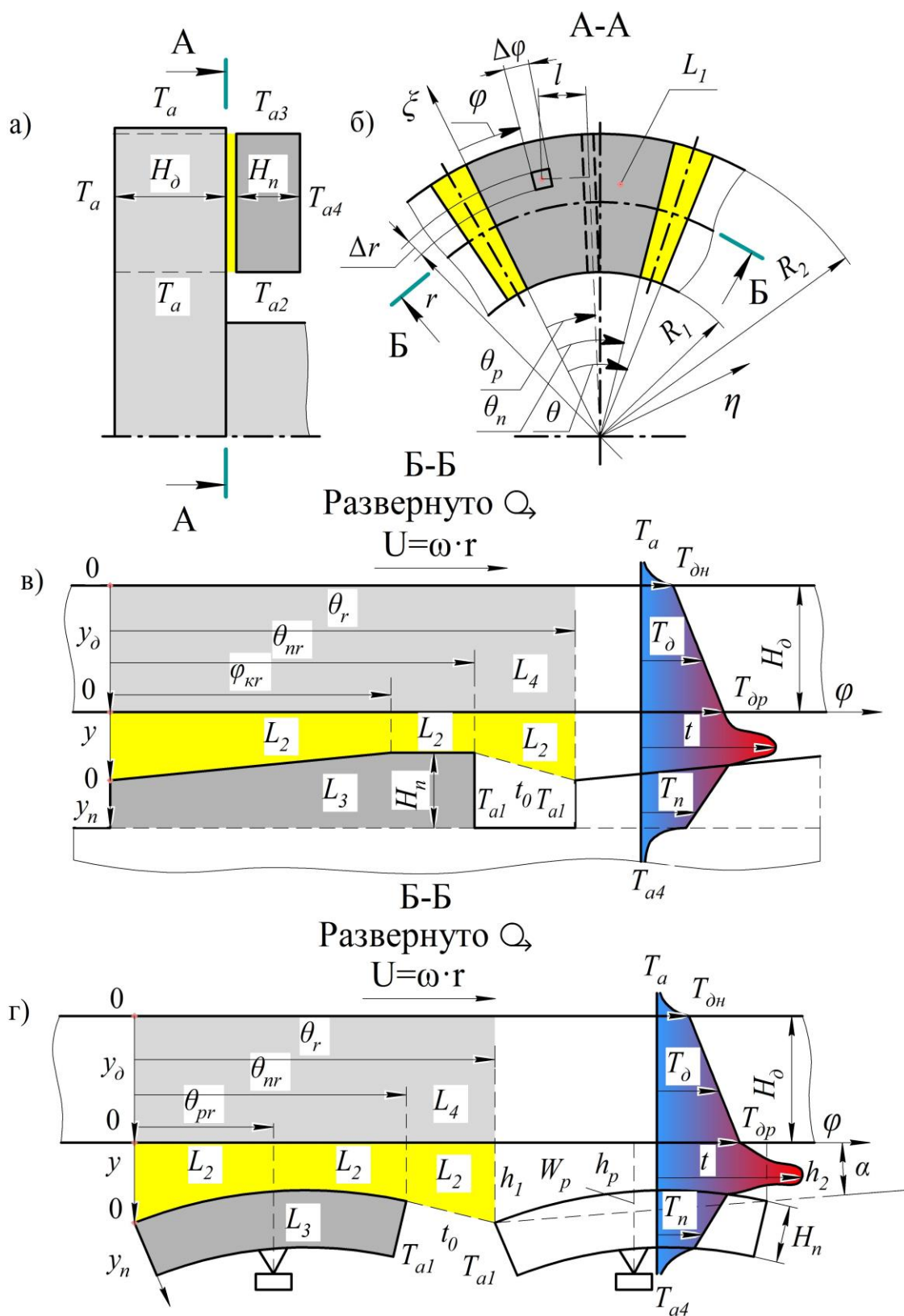


Рисунок 3.6 – Расчетная схема ПТУГД математической модели одностороннего упорного подшипника: а) сечение вдоль оси вращения вала и упорного диска; б) сечение по А-А; в) развертка сечения по Б-Б для УПС с винтовой поверхностью клинового скоса; г) развертка сечения по Б-Б для УПС с самоустанавливающимися подушками



соответствующие оси координат,  $p$  – давление,  $\mu$  – динамическая вязкость.

Уравнение неразрывности (сплошности) при условии отсутствия источников и стоков смазки в цилиндрической системе координат имеет вид [256]

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V_y) = 0, \quad (3.4)$$

где  $\tau$  – время,  $\rho$  – плотность смазки,  $V_r$ ,  $V_\varphi$ ,  $V_y$  – проекции скорости течения смазки на соответствующие оси координат.

Уравнения течения смазки вдоль осей  $r$  и  $\varphi$  находятся из усеченных уравнений Навье-Стокса, которые получаются после оценки порядка малости каждого члена уравнений согласно методу Слезкина – Тарга [257] путем отбрасывания членов, содержащих массовые силы и параметр  $\psi$  в первой степени и выше. Методика оценки и отбрасывания членов уравнений по отношению к различным опорно-уплотнительным узлам компрессорных машин представлена в работах Хадиева М. Б. [119, 168]. Оценка уравнений Навье-Стокса и неразрывности проводится в безразмерном виде применительно к центробежным и винтовым компрессорам с учетом изменения вязкости масел, применяемых в компрессорном оборудовании. Результаты вычислений для упорных подшипников скольжения с неподвижными и самоустанавливающимися подушками приведены в таблице 3.1.

Исходя из безразмерных уравнений Навье-Стокса и неразрывности [119, 168] и таблицы 3.1, можно сделать вывод, что наибольшее влияние на процесс течения смазки в смазочном и пограничном слоях оказывает относительная толщина смазочного слоя  $\psi = h_2 / (R_{cp} \theta)$ . Эта величина имеет порядок  $10^{-3} \dots 10^{-4}$  для подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров и входит в большинство коэффициентов уравнений, что делает их определенно меньшими единицы. Соответственно, сохраняя в уравнениях Навье-Стокса члены с коэффициентами, в которые входят параметры  $\psi$ ,  $\psi^1$ ,  $\psi^2$ , можно получить упрощенные системы уравнений с различной степенью точности.

Таблица 3.1 [168]

| № п.п.                             |                        | 1                       | 2                             | 3                               | 4                                             | 5                                          |
|------------------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------------------|--------------------------------------------|
| Наименование критериальных величин |                        | $\omega, \text{с}^{-1}$ | $R_{cp} \cdot 10^3, \text{м}$ | $h_2 \cdot 10^6, \text{м}$      | Re                                            | $R_{cp} \cdot \theta \cdot 10^3, \text{м}$ |
| Порядок величин в системе СИ       |                        | 2000                    | 50                            | 50                              | 90                                            | 25                                         |
| 6                                  | 7                      | 8                       | 9                             | 10                              | 11                                            | 12                                         |
| $\psi = \frac{h_2}{R_{cp}\theta}$  | $\text{Re} \cdot \psi$ | $Sh$                    | $F_r \cdot 10^{-4}$           | $\text{Re} \cdot \psi \cdot Sh$ | $\frac{\text{Re} \cdot \psi}{F_r} \cdot 10^5$ | $U = \omega \cdot R_{cp}, \text{м/с}$      |
| $2 \cdot 10^{-3}$                  | 0,45                   | $\frac{\pi}{2}$         | 4,1                           | $2,9 \cdot 10^{-3}$             | 7,2                                           | 100                                        |

Из таблицы 3.1 также видно, что локальными членами инерции в уравнениях (3.1-3.3) можно пренебречь, поскольку  $\text{Re} \cdot \psi \cdot Sh \ll 1$ . Эти члены будут учтены в уравнении неразрывности (3.4) при выводе уравнения Рейнольдса, поскольку оно не упрощается, что указывает на особое положение уравнения неразрывности в математической модели. Конвективные члены инерции, выраженные приведенным числом Рейнольдса  $\text{Re}^* = \text{Re} \cdot \psi$  (произведение числа Рейнольдса Re (отношение сил инерции к силам вязкости) и относительной толщины  $\psi$ ), на порядок выше, чем локальные члены инерции, но все же являются меньшими единицы. Как указал Kahlert W. [258], при  $\text{Re}^* = 5$  максимальное влияние конвективных членов инерции на характеристики подшипника составляет не более 10 %. Следовательно, этими членами пренебрегают:  $\rho D\bar{u}/dt = 0$ . Однако при больших окружных скоростях особое влияние на характеристики упорного подшипника приобретает центробежная сила инерции. Как отмечают Мэкэй и Трамплер [259], влияние центробежных сил зависит не только от числа Рейнольдса в направлении скольжения, но и от расхода смазки в поперечном (радиальном) направлении: с уменьшением расхода  $Q_r$  влияние центробежных сил инерции возрастает. К подобным выводам также приходят Пинкус и Лунд [260]: с физической точки зрения условие сохранения центробежного члена как доминирующего инерционного члена означает, что потоки, обусловленные градиентами давления, малы по сравнению с потоками, обусловленными сдвиговой деформацией. Центробежные си-

лы могут также привести к возникновению кавитации в смазке. Следовательно, для дальнейших исследований этот член целесообразно сохранить.

В окончательном виде усеченные уравнения движения смазки Навье-Стокса после упрощения в размерном виде выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} -\rho \frac{V_\varphi^2}{r} &= -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial V_r}{\partial y} \right); \\ 0 &= -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right); \\ 0 &= -\frac{\partial p}{\partial y}. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Граничные условия для скоростей течения смазки в смазочном и пограничном слоях равны:

$$\begin{aligned} \text{при } y=0: \text{ поверхность диска } V_r &= 0, V_\varphi = \omega r; \\ \text{при } y=h: \text{ поверхность подушки } V_r &= 0, V_\varphi = 0; \\ \text{условная граница погранслоя } V_r &= 0, V_\varphi = 0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Последнее из уравнений (3.5) показывает, что давление в смазочном слое постоянно по его толщине и является функцией только  $r, \varphi$ . Учитывая это, оставшиеся два уравнения (3.5) формально можно дважды проинтегрировать по координате  $y$  с учетом граничных условий (3.6) и получить уравнения для определения распределения скоростей в смазочном и пограничном слоях в размерном виде:

$$V_r = \underbrace{\frac{\partial p}{\partial r} \left( i_1 - \frac{m_1}{m_o} i_o \right) \delta_1}_{\text{течение Пуазейля}} - \underbrace{\frac{1}{r} \left( j - \frac{n}{m_o} i_o \right)}_{\text{центробежная сила}}, \quad (3.7)$$

$$V_\varphi = \underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \left( i_1 - \frac{m_1}{m_o} i_o \right) \delta_1}_{\text{течение Пуазейля}} + \underbrace{\omega r \left( 1 - \frac{i_o}{m_o} \right)}_{\text{течение Куэтта}}, \quad (3.8)$$

$$\delta_1 = \begin{cases} 1, & 0 \leq \varphi \leq \theta_n, \\ 0, & \theta_n \leq \varphi \leq \theta, \end{cases}$$

где  $\delta_1$  – единичная функция,

$$i_k = \int_0^y \frac{y^k}{\mu} dy, m_k = \int_0^h \frac{y^k}{\mu} dy, k = 0, 1,$$

$$j = \int_0^y \frac{1}{\mu} \int_0^y \rho V_\varphi^2 dy dy, n = \int_0^h \frac{1}{\mu} \int_0^y \rho V_\varphi^2 dy dy. \quad (3.9)$$

С целью адекватного задания тепловых граничных условий на границах между смазочным и пограничным слоями и поверхностями подушки и диска и условной границей МПК вычисляется скорость  $V_y$ . Вычисление может происходить тремя способами.

*I способ* строится на основе уравнения (3.3). Для этого упраздняются конвективные члены уравнения с сохранением локальной составляющей и объемных сил. Принимается, что градиент давления  $\partial p / \partial y = 0$ , и сохраняются вязкостные члены с сохранением изменения скорости  $V_y$  только вдоль координаты  $y$ :

$$\rho \frac{\partial V_y}{\partial \tau} = 2 \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) \right]. \quad (3.10)$$

Граничные условия для уравнения (3.10) равны:

при  $y=0$ : поверхность диска  $V_y = 0$  или  $V_y|_{y=0} = -\frac{\partial h}{\partial \tau}$ ;

при  $y=h$ : поверхность подушки  $V_y = 0$ .

условная граница погранслоя

$$\vec{V} \cdot \vec{\nu} = 0 \Rightarrow V_r \nu_1 + V_\varphi \nu_2 + V_y \nu_3 = 0, \quad (3.11)$$

где  $\vec{\nu}$  – внешняя нормаль к границе. Определим его, учитывая вид градиента в полярных координатах:

$$\nabla f = \left( \frac{\partial f}{\partial r}; \frac{1}{r} \frac{\partial f}{\partial \varphi} \right), \vec{\nu} = \frac{\left( -\frac{\partial h}{\partial r}, -\frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \varphi}, 1 \right)}{\sqrt{\left( \frac{\partial h}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \varphi} \right)^2 + 1}} = \frac{\vec{\nu}_0}{|\nu_0|}. \quad (3.12)$$

Учитывая уравнение (3.11), получим  $\vec{V} \cdot \frac{\vec{v}_0}{|\vec{v}_0|} = \vec{V} \cdot \vec{v}_0 = 0$ . Следовательно, в

цилиндрических координатах уравнение равно  $-\frac{\partial h}{\partial r} V_r - \frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \varphi} V_\varphi + V_y = 0$ . Откуда получаем вид граничного условия на условной границе пограничного слоя: естественное условие непроницаемости, основанное на ортогональности вектора скорости  $\vec{V} \cdot \vec{v} = 0$  к условной границе пограничного слоя

$$V_y = \frac{\partial h}{\partial r} V_r + \frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \varphi} V_\varphi. \quad (3.13)$$

*II способ* строится на основе уравнения (3.4). Выделим скорость  $V_y$  и проинтегрируем от 0 до  $y$  с учетом граничного условия  $V_y|_{y=0} = -\frac{\partial h}{\partial \tau}$ :

$$\begin{aligned} (\rho V_y)|_y - (\rho V_y)|_{y=0} &= -\int_0^y \left[ \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\rho V_\varphi) \right] dy, \\ V_y &= \frac{\rho_{y=0}}{\rho} V_{y|y=0} - \frac{1}{\rho} \int_0^y \left[ \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\rho V_\varphi) \right] dy, \\ V_y &= -\frac{\rho_{y=0}}{\rho} \frac{\partial h}{\partial \tau} - \frac{1}{\rho} \int_0^y \left[ \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\rho V_\varphi) \right] dy, \end{aligned} \quad (3.14)$$

где  $\rho$  – значение плотности смазки по толщине слоя  $y$ ,  $V_{y|y=0}$  – граничная скорость на поверхности упорного диска (как правило, принимается равным нулю).

*III способ* строится на основе уравнения (3.10), для которого на условной границе погранслоя при  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ,  $y = h$  скорость  $V_y$  находится на основе уравнения (3.14), где верхний предел интегрирования при  $y = h$  зафиксирован. (3.15)

В смазочном слое при  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$  скорость  $V_y$  будет возникать из-за разности плотности и вязкости смазки по толщине слоя, не смотря на то, что перепад давления равен нулю: изменение плотности  $\rho$  и вязкости  $\mu$  происходит за счет изменения температуры  $t$ , которая определяется уравнением энергии (значение скорости  $V_y$  входит это уравнение). В пограничном слое при  $\theta_n < \varphi < \theta$  скорость  $V_y$  будет равна скорости интенсивного притока смазки из МПК через условную гра-

ницу пограничного слоя (рисунок 3.4). Входящие в уравнения (3.10, 3.14) скорости  $V_r$  и  $V_\varphi$  определяются по уравнениям (3.7, 3.8).

В безразмерном виде выражения (3.6-3.10, 3.13, 3.14) выглядят следующим образом:

- граничные условия

при  $\bar{y} = 0$ ,  $\bar{V}_r = 0$ ,  $\bar{V}_\varphi = \bar{\omega}(\sigma\bar{r} + 1)$ ;

при  $\bar{y} = 1$  поверхность подушки  $\bar{V}_r = 0$ ,  $\bar{V}_\varphi = 0$ ,

условная граница погранслоя  $\bar{V}_r = 0$ ,  $\bar{V}_\varphi = 0$ ;

- скорости течения смазки

$$\bar{V}_r = \frac{V_r}{\omega_* R_{cp}} = \underbrace{\frac{\mu_*}{\mu_0} \lambda \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \left( \bar{i}_1 - \frac{\bar{m}_1}{\bar{m}_0} \bar{i}_0 \right)}_{\text{течение Пуазейля}} \delta_1 - \underbrace{\frac{\text{Re} \psi \sigma \lambda \bar{h}^2}{(\sigma\bar{r} + 1)} \left( \bar{j} - \frac{\bar{n}}{\bar{m}_0} \bar{i}_0 \right)}_{\text{центробежная сила}}, \quad (3.17)$$

$$\bar{V}_\varphi = \frac{V_\varphi}{\omega_* R_{cp}} = \underbrace{\frac{\mu_*}{\mu_0} \frac{\bar{h}^2}{(\sigma\bar{r} + 1)} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} \left( \bar{i}_1 - \frac{\bar{m}_1}{\bar{m}_0} \bar{i}_0 \right)}_{\text{течение Пуазейля}} \delta_1 + \underbrace{\bar{\omega}(\sigma\bar{r} + 1) \left( 1 - \frac{\bar{i}_0}{\bar{m}_0} \right)}_{\text{течение Куэтта}}, \quad (3.18)$$

*I способ:*

$$\begin{aligned} \text{Re} \psi^3 \bar{\rho} Sh \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial \bar{\tau}} &= 2\psi^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left( \bar{\mu} \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial \bar{y}} \right) - \\ &- \frac{2\psi^2}{3} \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[ \bar{\mu} \left( \frac{\lambda}{(\sigma\bar{r} + 1)} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} [(\sigma\bar{r} + 1) \bar{V}_r] + \frac{1}{(\sigma\bar{r} + 1)} \frac{\partial \bar{V}_\varphi}{\partial \bar{\varphi}} + \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial \bar{y}} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.19)$$

или

$$Sh \text{Re} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial \bar{\tau}} = \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[ \bar{\mu} \left[ \left( \frac{\lambda}{\sigma\bar{r} + 1} \left( \frac{\partial}{\partial \bar{r}} ((\sigma\bar{r} + 1) \bar{V}_r) - \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \frac{\bar{y}}{\bar{h}} \frac{\partial}{\partial \bar{y}} ((\sigma\bar{r} + 1) \bar{V}_r) \right) + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \frac{1}{\sigma\bar{r} + 1} \left( \frac{\partial \bar{V}_\varphi}{\partial \bar{\varphi}} - \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}} \frac{\bar{y}}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{V}_\varphi}{\partial \bar{y}} \right) - \frac{2}{\psi \bar{h}} \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial \bar{y}} \right] \right] \right]. \quad (3.20)$$

с граничными условиями

при  $\bar{y} = 0$  : поверхность диска  $\bar{V}_y = 0$  или  $\bar{V}_y|_{\bar{y}=0} = -\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\tau}}$ ;  
 при  $\bar{y} = 1$  : поверхность подушки  $\bar{V}_y = 0$ ,  
 условная граница погранслоя

$$\bar{V}_y = \psi \lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \bar{V}_r + \frac{\psi}{\sigma \bar{r} + 1} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}} \bar{V}_\varphi = \psi \left[ \lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \bar{V}_r + \frac{1}{\sigma \bar{r} + 1} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}} \bar{V}_\varphi \right]; \quad (3.22)$$

II способ:

$$\bar{V}_y = -\frac{\psi}{\sigma \bar{\rho}} \int_0^{\bar{y}} \left[ Sh \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{\tau}} + \frac{1}{(\sigma \bar{r} + 1)} \left( \bar{h} \left\{ \sigma \lambda \frac{\partial}{\partial \bar{r}} ((\sigma \bar{r} + 1) \bar{\rho} \bar{V}_r) + \sigma \frac{\partial}{\partial \bar{\varphi}} (\bar{\rho} \bar{V}_\varphi) \right\} - \right. \right. \\ \left. \left. - \bar{y} \left\{ \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \sigma \lambda \frac{\partial}{\partial \bar{y}} ((\sigma \bar{r} + 1) \bar{\rho} \bar{V}_r) + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}} \sigma \frac{\partial}{\partial \bar{y}} (\bar{\rho} \bar{V}_\varphi) \right\} \right) \right] d\bar{y}, \quad (3.23)$$

$$\delta_1 = \begin{cases} 1, 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n, \\ 0, \bar{\theta}_n \leq \bar{\varphi} \leq 1, \end{cases} \quad \bar{V}_y = \frac{V_y}{\omega_* R_{cp}},$$

где  $\delta_1$  – единичная функция,

$$i_k = \frac{(h_{*0} \bar{h})^{k+1}}{\mu_0} \bar{i}_k = \frac{(h_{*0} \bar{h})^{k+1}}{\mu_0} \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}} d\bar{y}, \quad m_k = \frac{(h_{*0} \bar{h})^{k+1}}{\mu_0} \bar{m}_k = \int_0^1 \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}} d\bar{y}, \quad k = 0, 1, \\ j = \frac{\rho_0 \omega_*^2 R_{cp}^2 h_{*0}^2}{\mu_0} \bar{h}^2 \bar{j} = \text{Re}^2 \frac{\mu_0}{\rho_0} \bar{h}^2 \int_0^{\bar{y}} \frac{1}{\bar{\mu}} \int_0^{\bar{y}} \bar{\rho} \bar{V}_\varphi^2 d\bar{y} d\bar{y}, \quad (3.24) \\ n = \frac{\rho_0 \omega_*^2 R_{cp}^2 h_{*0}^2}{\mu_0} \bar{h}^2 \bar{n} = \text{Re}^2 \frac{\mu_0}{\rho_0} \bar{h}^2 \int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} \int_0^{\bar{y}} \bar{\rho} \bar{V}_\varphi^2 d\bar{y} d\bar{y},$$

$\bar{r} = (r - R_{cp}) / \sigma R_{cp}$ ,  $\bar{\varphi} = \varphi / \theta$ ,  $\bar{y} = y / h = y / (h_{*0} \bar{h})$  – безразмерные координаты;  
 $\bar{\tau} = \tau / \tau_*$  – безразмерное время;  $\tau_* = 2\pi / \omega_*$  – характерное время (время одного полного оборота диска);  $\bar{\omega} = \omega / \omega_*$  – безразмерная угловая скорость;  $\omega_*$  – характерная (как правило, максимальная) угловая скорость;  $\bar{h} = h / h_{*0}$  – безразмерная высота зазора;  $h_{*0} = (h_{20}$  или  $h_{p0})$  – характерная толщина (внешняя произвольная неподвижная точка для УПС1 или половина суммарного осевого зазора  $h_s$  для УПС2);  $\bar{\rho} = \rho / \rho_0$ ,  $\bar{\mu} = \mu / \mu_0$  – безразмерные плотность и вязкость смазки;  $\rho_0$ ,  $\mu_0$  – параметры смазки при температуре подачи смазки  $t_0$  в МПК;

$\bar{p} = p h_{*0}^2 / (\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta)$  – безразмерное давление;  $\lambda = (2 R_{cp} \theta) / (R_2 - R_1) = \theta / \sigma$  – относительная длина подушки;  $\sigma = (R_2 - R_1) / (R_2 + R_1)$  – относительная ширина (кривизна) подушки;  $\psi = h_{*0} / (R_{cp} \theta)$  – относительная толщина смазочного слоя;  $R_{cp} = (R_1 + R_2) / 2$  – средний радиус подушки;  $Re = \rho_0 \omega_* R_{cp} h_{*0} / \mu_0$  – критерий Рейнольдса;  $Sh = (R_{cp} \theta) / (\omega R_{cp} \tau_*)$  – критерий Струхаля;  $\theta$  – суммарная угловая протяженность смазочного и пограничного слоев.

*III способ* в безразмерном виде строится на основе уравнений (3.19 или 3.20) и уравнения неразрывности (3.23) при верхнем пределе  $\bar{y} = \bar{h}$ . (3.25)

При вычислении скоростей по формулам (3.7, 3.8) или (3.17, 3.18) в пограничном слое МПК при  $(-1 \leq \bar{r} \leq 1, \bar{\theta}_n \leq \bar{\varphi} \leq 1, 0 \leq \bar{y} \leq 1)$  принимается в расчет пренебрежимая малость градиентов давления в этой области. Таким образом, первые члены правых частей (3.7, 3.8) или (3.17, 3.18) умножены на единичную функцию  $\delta_1$ , имеющую нулевое значение в этой области.

### 3.2 Вывод обобщенного дифференциального уравнения Рейнольдса для смазочного слоя

Основным уравнением гидродинамической теории смазки является уравнение Рейнольдса, описывающее распределение давлений в смазочном слое упорного подшипника скольжения. Уравнение выводится интегрированием уравнения неразрывности (3.4) по толщине смазочного слоя  $h$  с учетом локальной составляющей, определяющей нестационарность потока смазки. Далее подставляя выведенные скорости  $V_r$  и  $V_\varphi$  из (3.7, 3.8) в проинтегрированное уравнение и сгруппировав отдельные члены, получается уравнение распределения давления.

В размерном виде нестационарное уравнение Рейнольдса, описывающее распределение давлений на поверхности подушки в области смазочного слоя  $L_1(R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, 0 \leq y \leq h)$ , имеет следующий вид [119]:

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left( r f_0 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( f_0 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = r \frac{\partial f_1}{\partial r} - \omega r^2 \frac{\partial f_2}{\partial \varphi} - A r^2 \quad (3.26)$$



или в дивергентном виде

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left( r f_0 \frac{\partial p}{\partial r} - f_1 \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( f_0 \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \omega r^2 f_2 \right) + A r^2 = 0, \quad (3.27)$$

где  $A = \int_0^h \frac{\partial p}{\partial \tau} dy + (\rho V_y) \Big|_0^h = \frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^h \rho dy - \rho_{y=h} \frac{\partial h}{\partial \tau}$  – нестационарный множитель с учетом условия непроницаемости смазки  $V_y=0$  при  $y=0$  и  $y=h$ ;  $\varphi, r$  – независимые координаты;  $p$  – местное давление;  $\rho|_{y=h}$  – плотность смазки на поверхности подушки;  $h$  – местная толщина смазочного слоя.

Входящие в уравнение (3.27) функции  $f_0, f_1, f_2$  имеют вид:

$$f_0 = \int_0^h \rho \left( i_1 - \frac{m_1}{m_0} i_0 \right) dy, \quad f_1 = \int_0^h \rho \left( j - \frac{n}{m_0} i_0 \right) dy, \quad f_2 = \int_0^h \rho \left( 1 - \frac{i_0}{m_0} \right) dy. \quad (3.28)$$

Поскольку уравнение (3.27) относится к уравнениям эллиптического типа [119], следовательно, граничные условия должны быть заданы по всему контуру подушки:

- при  $r = R_1, (0 \leq y \leq h)$ , задается давление  $p_{R_1}$ ; (3.29)

- при  $r = R_2, (0 \leq y \leq h)$ , задается давление  $p_{R_2}$ ; (3.30)

- при  $\varphi = 0, (0 \leq y \leq h_1)$ , задается градиент давления  $\partial p_{\varphi=0} / \partial \varphi = 0$  или вычисляемое линейным интерполированием между  $p_{R_1}$  и  $p_{R_2}$  давление  $p_{\varphi=0}$  (являются частями граничного условия Свифта-Штибера [92]); (3.31)

- при  $\varphi = \theta_n, (0 \leq y \leq h_2)$ , задается градиент давления  $\partial p_{\varphi=\theta_n} / \partial \varphi = 0$  или вычисляемое линейным интерполированием между  $p_{R_1}$  и  $p_{R_2}$  давление  $p_{\varphi=\theta_n}$ . (3.32)

Особенностью выведенной формы уравнения Рейнольдса (3.27) является то, что плотность, вязкость и другие характеристики смазки являются функциями всех трех координат  $r, \varphi, y$ . При этом учитывается центробежная сила инерции. Полагая  $\rho = \text{const}$  или  $\mu = \text{const}$ , из уравнения (3.27) можно получить все известные формы уравнения Рейнольдса. Физический смысл уравнения Рейнольдса состоит

в том, что оно представляет собой условие баланса расходов [115]: члены в левой части представляют собой влияние гидродинамических давлений, в правой – влияние сужающего клина и центробежных сил (первые два члена) и нормального сдвигания смазочного слоя движущейся поверхности диска (третий член). Из этого следует вывод, что, если зазор не сужается в направлении движения диска, возникновение гидродинамического давления при отсутствии нормальной скорости  $\partial h / \partial \tau$  невозможно. К приведенному уравнению наиболее близка известная форма обобщенного уравнения Рейнольдса, предложенная Dowson D. и выведенная в декартовой системе координат [261].

В безразмерном виде уравнение Рейнольдса в области  $\bar{L}_1(-1 \leq \bar{r} \leq 1, 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n, 0 \leq \bar{y} \leq 1)$  имеет следующий вид [119]:

$$-\lambda^2 \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[ (\sigma \bar{r} + 1) \bar{h}^3 \bar{f}_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right] - \frac{\partial}{\partial \bar{\varphi}} \left[ \frac{\bar{h}^3}{(\sigma \bar{r} + 1)} \bar{f}_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} \right] = -\text{Re} \psi \sigma \lambda^2 \frac{\mu_0}{\mu_*} \frac{\partial (\bar{h}^3 \bar{f}_1)}{\partial \bar{r}} +$$

$$+ \bar{\omega} \frac{\mu_0}{\mu_*} (\sigma \bar{r} + 1) \frac{\partial (\bar{h} \bar{f}_2)}{\partial \bar{\varphi}} + Sh \frac{\mu_0}{\mu_*} (\sigma \bar{r} + 1) \bar{A}, \quad (3.33)$$

где  $\bar{A} = \frac{\partial}{\partial \bar{\tau}} \left( \bar{h} \int_0^1 \bar{\rho} d\bar{y} \right) - \bar{\rho}_{\bar{y}=1} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\tau}}$  - нестационарный множитель.

Входящие в уравнение (3.33) функции  $\bar{f}_0, \bar{f}_1, \bar{f}_2$  имеют вид:

$$\bar{f}_0 = \int_0^1 \bar{\rho} \left( \bar{i}_1 - \frac{\bar{m}_1}{\bar{m}_0} \bar{i}_0 \right) d\bar{y}, \quad \bar{f}_1 = \int_0^1 \bar{\rho} \left( \bar{j} - \frac{\bar{n}}{\bar{m}_0} \bar{i}_0 \right) d\bar{y}, \quad \bar{f}_2 = \int_0^1 \bar{\rho} \left( 1 - \frac{\bar{i}_0}{\bar{m}_0} \right) d\bar{y}. \quad (3.34)$$

Частным случаем уравнения (3.33) является рассмотрение течения смазки при кривизне подушки  $\sigma=0$ : в этом случае уравнение Рейнольдса описывает течение смазки в прямоугольной системе координат  $\bar{r}, \bar{\varphi}$ , а центробежная сила инерции исключается ( $\text{Re}=0$ ).

### 3.3 Дифференциальное уравнение энергии для смазочного и пограничного слоев

Для распределения температуры в толще смазочного и пограничного слоев упорного подшипника скольжения используется уравнение внутренней энергии,

являющееся выражением закона сохранения энергии [36, 170, 262]. В полной форме оно может быть записано в виде [256]:

$$\begin{aligned} \rho c_p \left( \frac{\partial t}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial t}{\partial \varphi} + V_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) = & \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \lambda_m \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_m \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \\ & + 2\mu \left[ \left( \frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{V_r}{r} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_y}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{V_\varphi}{r} \right) \right]^2 + \\ & + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial V_y}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \mu \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial r} \right)^2 - \frac{2}{3} \mu (\operatorname{div} V)^2, \end{aligned} \quad (3.35)$$

где  $t$  – местная температура,  $c_p$  – теплоемкость смазки при постоянном давлении,  $\lambda_m$  – теплопроводность смазки.

Течение смазки в смазочных и пограничных слоях упорного подшипника трехмерное: смазка движется вдоль, поперек и по толщине слоя [56]. Следовательно, пространственный характер имеет и температурное поле. Учет трехмерности течения тепловых потоков смазки позволяет учесть различные факторы работы подшипника в определенных ситуациях: переменную толщину смазочного слоя, окружную скорость диска, температуру подачи и т. п. Также трехмерное поле позволяет получить более детальную информацию о локальных свойствах температурного поля: расположение и величина максимальной температуры, температурные деформации подушки, скорости течения смазки и др.

Окончательное уравнение энергии получается после оценки порядка малости каждого члена уравнения также согласно методу Слезкина – Тарга [257] посредством отбрасывания членов, содержащих параметры  $\psi$  и  $\psi^2$ . Методика оценки и отбрасывания членов уравнения в безразмерном виде с учетом таблицы 3.1 по отношению к упорному подшипнику скольжения представлена в работах Хадиева М. Б. [119, 168].

В размерном виде после упрощения трехмерное нестационарное уравнение энергии, описывающее распределение температуры в области смазочного и пограничного слоев  $L_2(R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y \leq h)$  упорного подшипника, имеет следующий вид:

$$c_p \rho \left[ \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r t) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (V_\varphi t) + \frac{\partial}{\partial y} (V_y t) \right] = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_m \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \mu \left[ \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (3.36)$$

Воспользовавшись уравнением неразрывности (3.4), уравнение энергии для упорного подшипника можно преобразовать к следующему дивергентному виду:

$$c_p \left( \rho \frac{\partial t}{\partial \tau} + t \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (c_p \rho r V_r t) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( c_p \rho V_y t - \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \mu \left[ \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (3.37)$$

Обезразмеривание уравнения (3.37) происходило на этапе численной реализации путем замены переменных в области  $\bar{L}_2$  ( $-1 \leq \bar{r} \leq 1$ ,  $0 \leq \bar{\varphi} \leq 1$ ,  $0 \leq \bar{y} \leq 1$ ) с использованием матрицы Якоби и сохранением дивергентности формы уравнения. В явном виде при традиционном введении координаты  $\bar{y} = y / (h_{*0} \bar{h})$  в уравнении (3.37) появляются остаточные члены, искажающие дивергентность уравнения энергии [168, 169]. Использовались безразмерные функция температуры

$$\bar{t} = \frac{c_{p0} \rho_0 h_{*0}^2 (t - t_0)}{\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta} \text{ и параметры: изобарная теплоемкость } \bar{c}_p = c_p / c_{p0} \text{ и тепло-}$$

проводность  $\bar{\lambda}_m = \lambda_m / \lambda_{m0}$  смазки, где  $c_{p0}, \lambda_{m0}$  – параметры при температуре пода-

чи смазки  $t_0$  в МПК, а также критерий Пекле  $Pe = \frac{c_{p0} \rho_0 \omega_* R_{cp} h_{*0}}{\lambda_{m0}}$  слоя смазки.

При обезразмеривании выражений при переходе к безразмерной переменной  $\bar{y} = y / (h_{*0} \bar{h})$  область упорного подшипника  $L_2$  ( $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $0 \leq \varphi \leq \theta$ ,  $0 \leq y \leq h$ ) из криволинейной формы (см. рисунки 3.5, 3.6) преобразуется в область  $\bar{L}_2$  ( $-1 \leq \bar{r} \leq 1$ ,  $0 \leq \bar{\varphi} \leq 1$ ,  $0 \leq \bar{y} \leq 1$ ), имеющую прямоугольную форму. Скорости  $V_r, V_\varphi, V_y$ , входящие в уравнение (3.37), определяются, соответственно, по уравнениям (3.7, 3.8, 3.10 или 3.14) для смазочного и пограничного слоев.

Следует отметить, что в уравнении (3.37), не смотря на малый порядок ( $1 \cdot 10^{-6}$ ), дополнительно сохранен член распространения тепла в смазке по угловой координате за счет теплопроводности:  $\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_m \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right)$ . Именно этот член делает

уравнение энергии эллиптическим, обеспечивает корректную постановку периодических тепловых граничных условий. Он также позволяет учесть обратные течения смазки вблизи неподвижной поверхности подшипника при больших величинах скоса  $\Delta h$  или углах наклона  $\alpha$  поворотной подушки. Температурный эффект за счет обратного течения (вблизи неподвижной поверхности) и «перенос горячей смазки» за счет пограничного слоя (вблизи поверхности диска) в некоторых случаях могут объединиться и привести к значительным последствиям [263].

Выведенное уравнение энергии представляет собой уравнение эллиптического типа, для которого необходимо задать начальные и граничные условия на границах всей области  $L_2$  между упорным диском, неподвижной подушкой, межподушечным каналом и боковыми поверхностями слоев смазки.

### **3.3.1 Начальные условия**

$$\tau = 0, \quad t(0, r, \varphi, y) = 0 \quad \text{или} \quad t = t_{\text{смаз}}(r, \varphi, y). \quad (3.38)$$

### **3.3.2 По координате $r$ граничные условия**

На каждом временном шаге  $\tau$  должно быть рассчитано распределение температуры  $t$  при каждом значении радиуса  $r$ . Необходимо учесть, что скорость  $V_r$  в смазочном слое меняет свой знак, т. е. становится равной нулю при  $r(\varphi) \approx R_{cp}$ . Это вытекает из симметричности распределения давлений относительно оси координаты  $r$  и равенстве нулю производной по этой координате, т. е.  $\partial p / \partial r = 0$ . Такое условие для прямоугольной подушки при  $\sigma = 0$  выполняется точно при  $r = R_{cp}$ , а для выполненной в виде кольцевого сектора подушки – при радиальной координате, близкой к среднему радиусу.

Учитывая вышеизложенное, для смазочного слоя при стационарном процессе граничное условие при  $r = R_1$ ,  $r = R_2$  для уравнения энергии не задается,

поскольку смазка вытекает при  $r = R_1$  и  $r = R_2$  в виде боковых утечек. При нестационарном процессе, когда смазка при  $r = R_1$  и  $r = R_2$  может втекать в слой при осевом перемещении диска, а также в целом для пограничного слоя МПК граничным условием является температура смазки  $t_0$  на подаче в упорный подшипник,  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$ ,  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ,  $0 \leq y \leq h$ :

$$t|_{R=R_1} = t_0, \text{ если } V_r > 0, \quad (3.39)$$

$$t|_{R=R_2} = t_0, \text{ если } V_r < 0. \quad (3.40)$$

### 3.3.3 По координате $\varphi$ граничные условия

На границах по направлению  $\varphi$  ставится условие непрерывности температур смазки и тепловых потоков конвективного теплообмена. При наличии перекоса подушек, подпятника или биения упорного диска подушки работают в различных условиях. Температура смазки и тепловой поток на входе в смазочный слой текущей подушки определяется температурой смазки и тепловым потоком на выходе пограничного слоя межподушечного канала предыдущей подушки. А также условие непрерывности температур и тепловых потоков повторяется для первой и последней подушек подшипника (условия периодичности):

$$t_i|_{\varphi=0} = t_{i-1}|_{\varphi=\theta}, \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right)_i \Big|_{\varphi=0} = \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right)_{i-1} \Big|_{\varphi=\theta}, \quad (3.41)$$

$$t_1|_{\varphi=0} = t_z|_{\varphi=\theta}, \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right)_1 \Big|_{\varphi=0} = \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right)_z \Big|_{\varphi=\theta},$$

$$0 \leq y \leq h_1, \quad R_1 \leq r \leq R_2,$$

где  $i$  – текущая подушка,  $z$  – общее количество подушек подшипника.

В случае отсутствия перекосов и биения подушки работают при одинаковых условиях. Следовательно, можно рассматривать одну подушку с одним МПК (единый элемент периодичности), т. е. условие периодичности равно

$$t|_{\varphi=0} = t|_{\varphi=\theta}, \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}, \quad (3.42)$$

$$0 \leq y \leq h_1, \quad R_1 \leq r \leq R_2.$$

### 3.3.4 По координате $y$ граничные условия при $y=0$

На поверхности упорного диска при  $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $0 < \varphi < \theta$  ставим следующие граничные условия:

$$1) \quad y = 0, \quad \frac{\partial t}{\partial y} = 0, \quad (3.43)$$

что означает отсутствие теплообмена смазочного и пограничного слоев с упорным диском (теплоизолированный диск) или

2) температура и тепловые потоки на границе раздела «смазочный и пограничный слой – упорный диск» непрерывны (рисунок 3.7)

$$y = 0, \quad y_\partial = H_\partial, \quad t|_{y=0} = T_\partial|_{y_\partial = H_\partial}, \quad \left( c_p \rho V_y t - \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} = \lambda_\partial \frac{\partial T_\partial}{\partial y_\partial} \Big|_{y_\partial = H_\partial}, \quad (3.44)$$

где  $T_\partial$  – температура упорного диска,  $H_\partial$  – толщина диска,  $\lambda_m$ ,  $\lambda_\partial$  – параметры (коэффициенты теплопроводности смазки и диска).

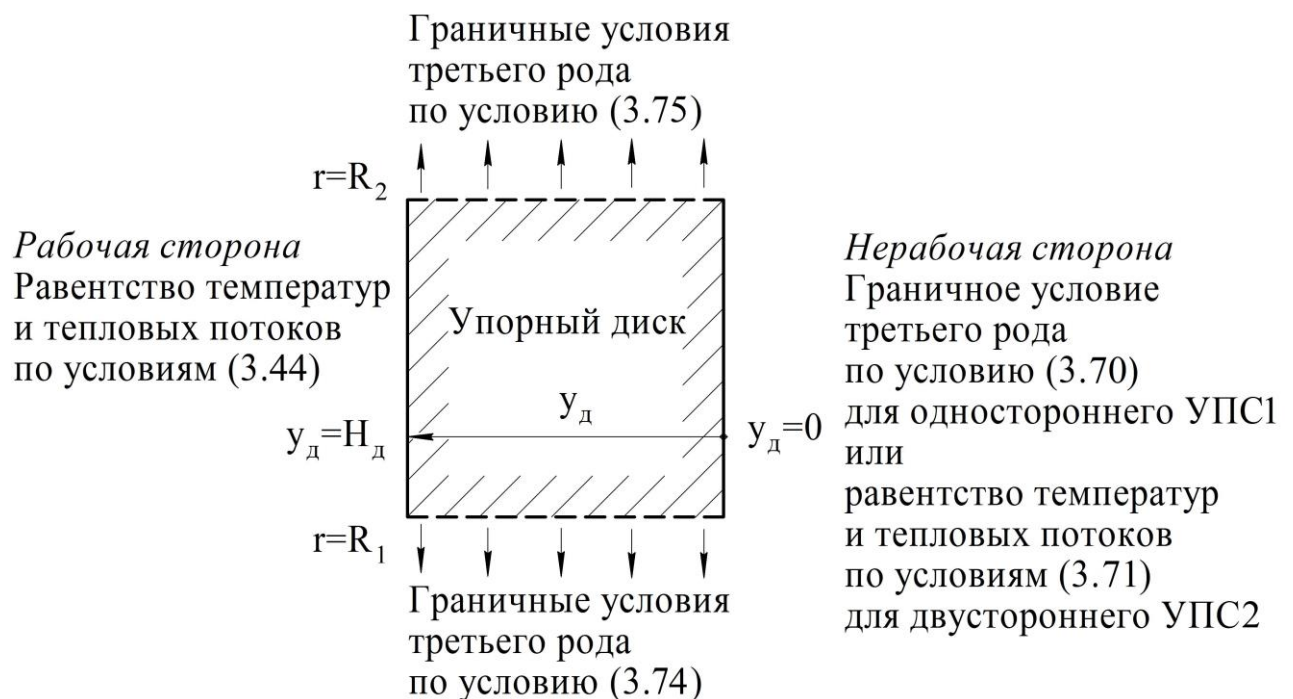


Рисунок 3.7 – Граничные условия для упорного диска

В безразмерном виде:

$$1) \text{ при } -1 \leq \bar{r} \leq 1, 0 < \bar{\varphi} < 1, \bar{y} = 0, \frac{\partial \bar{t}}{\partial \bar{y}} = 0 \text{ или} \quad (3.45)$$

$$2) \text{ при } -1 \leq \bar{r} \leq 1, 0 < \bar{\varphi} < 1,$$

$$\bar{y} = 0, \bar{y}_0 = 1, -(\Upsilon_{\mathcal{M}} \bar{t} - k_{\mathcal{M}} \bar{\nabla} \bar{t}) \cdot \nu + \sigma_{\mathcal{M}0} \bar{t} = \bar{g}_{\mathcal{M}0}^r, \quad (3.46)$$

где  $\sigma_{\mathcal{M}0} = \omega_{a0}(\sigma \bar{r} + 1)$ ,  $\bar{g}_{\mathcal{M}0}^r = \bar{g}_{\mathcal{M}0}(\sigma \bar{r} + 1)$ ,  $\bar{g}_{\mathcal{M}0} = (Vt - k \nabla t) \cdot \nu + C_0 \omega_{a0} t$ .

### 3.3.5 По координате $y$ граничные условия при $y=h$

При  $R_1 \leq r \leq R_2$  ставим следующие граничные условия:

1) в пределах  $y = h$ ,  $0 < \varphi < \theta_n$  на поверхности подушки температура и тепловые потоки на границе раздела «смазочный слой – подушка» непрерывны

$$y = h, y_n = 0, t|_{y=h} = T_n|_{y_n=0}, -\left(c_p \rho V_y t - \lambda_{\mathcal{M}} \frac{\partial t}{\partial y}\right)\bigg|_{y=h} = \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y_n}\bigg|_{y_n=0}, \quad (3.47)$$

где  $T_n$  – температура подушки,  $\lambda_{\mathcal{M}}$ ,  $\lambda_n$  – параметры (коэффициенты теплопроводности смазки и подушки);

2) в пределах  $y = h$ ,  $\theta_n < \varphi < \theta$  на условной границе погранслоя (рисунок 3.4) рассматриваются два варианта

$$\text{а) температура известна и равна температуре на подаче в МПК } t = t_0 \quad (3.48)$$

или б) теплообмен происходит лишь конвекцией

$$\frac{\partial t}{\partial y}\bigg|_{y=h} = 0. \quad (3.49)$$

В безразмерном виде:

$$1) \text{ в пределах } \bar{y} = 1, 0 < \bar{\varphi} < \bar{\theta}_n$$

$$\bar{y} = 1, \bar{y}_n = 0, -(\Upsilon_{\mathcal{M}} \bar{t} - k_{\mathcal{M}} \bar{\nabla} \bar{t}) \cdot \nu + \sigma_{\mathcal{M}n} \bar{t} = \bar{g}_{\mathcal{M}n}^r, \quad (3.50)$$

где  $\sigma_{\mathcal{M}n} = \omega_{an}(\sigma \bar{r} + 1)$ ,  $\bar{g}_{\mathcal{M}n}^r = \bar{g}_{\mathcal{M}n}(\sigma \bar{r} + 1)$ ,  $\bar{g}_{\mathcal{M}n} = (Vt - k \nabla t) \cdot \nu + C_0 \omega_{an} t$ ;

$$2) \text{ в пределах } \bar{\theta}_n < \bar{\varphi} < 1$$

$$\text{а) температура известна и равна } \bar{y} = 1, \bar{t} = 0 \quad (3.51)$$

или б) теплообмен происходит лишь конвекцией



$$\bar{y}=1, \left. \frac{\partial \bar{t}}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y}=1} = 0. \quad (3.52)$$

Как видно из граничных условий (3.44, 3.47), для их использования необходимо знать распределения температур  $T_o$ ,  $T_n$  в упорном диске и подушке, что характеризует полную постановку ПТУГД задачи. Такое распределение температур можно получить, решив дифференциальные уравнения теплопроводности для упорного диска и подушки. Поскольку рассматривается трехмерная постановка задачи, уравнения теплопроводности также имеют пространственную форму записи по координатам  $r, \varphi, y$ .

### 3.4 Дифференциальное уравнение теплопроводности для подушки

Для вычисления распределения температуры в толще подушки используется уравнение теплопроводности в трехмерном виде в области  $L_3(R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, 0 \leq y_n \leq H_n)$ , в том числе с необходимостью учета теплообмена смазочного слоя с окружающей средой через неподвижный элемент. Фактически это уравнение энергии для неподвижного твердого тела, в котором опущены диссипативные и конвективные члены:

$$c_n \rho_n \frac{\partial T_n}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y_n} \left( \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y_n} \right), \quad (3.53)$$

где  $c_n, \rho_n, \lambda_n$  – параметры (коэффициент теплоемкости, плотность и коэффициент теплопроводности материала подушки).

Обезразмеривание уравнения (3.53) происходило на этапе численной реализации путем замены переменных в области  $\bar{L}_3(-1 \leq \bar{r} \leq 1, 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n, 0 \leq \bar{y}_n \leq \Psi_n)$  с использованием безразмерных функции температуры подушки

$\bar{T}_n = \frac{c_o \rho_o h_{*0}^2 (T_n - t_o)}{\mu_o \omega_* R_{cp}^2 \theta}$  и параметров  $b_n = \lambda_n / \lambda_{m0}$ ,  $b_{cn} = c_n / c_o$ ,  $b_{\rho n} = \rho_n / \rho_o$ , а также

критерия Пекле  $Pe_n = \frac{c_n \rho_n \omega_* R_{cp} H_n}{\lambda_n} = \frac{\Psi_n b_{cn} b_{\rho n}}{b_n \psi} Pe$  подушки.

### 3.4.1 Начальные условия

$$\tau=0, T_n(0, r, \varphi, y_n)=0 \text{ или } T_n = T_{n.cmax}(r, \varphi, y_n). \quad (3.54)$$

**3.4.2** Для уравнения на границе раздела «смазочный слой – подушка» уже принята непрерывность температур и тепловых потоков по условиям (3.47).

**3.4.3** На границе области при  $y_n = H_n$  ставится граничное условие третьего рода Ньютона-Рихмана (рисунки 3.5, 3.6)

$$\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y_n} \Big|_{y_n=H_n} = \alpha_{T_n H_n} (T_{a4} - T_n(\tau, r, \varphi, H_n)), \quad (3.55)$$

где  $\alpha_{T_n H_n}$  – параметр (коэффициент теплоотдачи с тыльной стороны подушки),

$T_{a4}$  – температура окружающей среды с тыльной стороны подушки.

В безразмерном виде:

$$\frac{\partial \bar{T}_n}{\partial \bar{y}_n} \Big|_{\bar{y}_n=1} = Nu_{nH_n} \Psi_n (\bar{T}_{a4} - \bar{T}_n(\bar{\tau}, \bar{r}, \bar{\varphi}, 1)), \quad (3.56)$$

где  $Nu_{nH_n} = \frac{\alpha_{T_n H_n} R_{cp} \theta}{\lambda_n}$  – критерий Нуссельта,  $\Psi_n = H_n / (R_{cp} \theta)$  – параметр (отно-

сительная толщина подушки),  $\bar{T}_{a4} = c_o \rho_o h_{*0}^2 (T_{a4} - t_o) / (\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta)$ .

**3.4.4** На границе области при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \theta_n$  ставятся граничные условия третьего рода (рисунки 3.5, 3.6)

$$\frac{\lambda_n}{r} \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=0} = -\alpha_{T_n 0} (T_{a1} - T_n(\tau, r, 0, y_n)), \quad (3.57)$$

$$\frac{\lambda_n}{r} \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=\theta_n} = \alpha_{T_n \theta_n} (T_{a1} - T_n(\tau, r, \theta_n, y_n)), \quad (3.58)$$

где  $\alpha_{T_n 0}, \alpha_{T_n \theta_n}$  – параметры (коэффициенты теплоотдачи подушки при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \theta_n$ ),  $T_{a1}$  – температура среды межподушечного канала.

В безразмерном виде:

$$\frac{1}{(\sigma \bar{r} + 1)} \frac{\partial \bar{T}_n}{\partial \bar{\varphi}} \Big|_{\bar{\varphi}=0} = -Nu_{n0} (\bar{T}_{a1} - \bar{T}_n(\bar{\tau}, \bar{r}, 0, \bar{y}_n)), \quad (3.59)$$

$$\frac{1}{(\sigma\bar{r}+1)} \frac{\partial \bar{T}_n}{\partial \bar{\varphi}} \Big|_{\bar{\varphi}=\bar{\theta}_n} = Nu_{n\theta_n} \left( \bar{T}_{a1} - \bar{T}_n(\bar{\tau}, \bar{r}, \bar{\theta}_n, \bar{y}_n) \right), \quad (3.60)$$

где  $Nu_{n_0} = \frac{\alpha_{Tn_0} R_{cp} \theta}{\lambda_n}$ ,  $Nu_{n\theta_n} = \frac{\alpha_{Tn\theta_n} R_{cp} \theta}{\lambda_n}$  – критерии Нуссельта,

$$\bar{T}_{a1} = c_o \rho_o h_{*0}^2 (T_{a1} - t_o) / (\mu_o \omega_* R_{cp}^2 \theta).$$

**3.4.5** На границе области при  $r = R_1$  и  $r = R_2$  ставятся граничные условия третьего рода (рисунки 3.5, 3.6)

$$\lambda_n r \frac{\partial T_n}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = -\alpha_{T_n R_1} (T_{a2} - T_n(\tau, R_1, \varphi, y_n)), \quad (3.61)$$

$$\lambda_n r \frac{\partial T_n}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = \alpha_{T_n R_2} (T_{a3} - T_n(\tau, R_2, \varphi, y_n)), \quad (3.62)$$

где  $\alpha_{T_n R_1}, \alpha_{T_n R_2}$  – параметры (коэффициенты теплоотдачи подушки при  $r = R_1$  и  $r = R_2$ ),  $T_{a2}, T_{a3}$  – температуры окружающей среды при  $r = R_1$  и  $r = R_2$ .

В безразмерном виде:

$$\lambda(\sigma\bar{r}+1) \frac{\partial \bar{T}_n}{\partial \bar{r}} \Big|_{\bar{r}=-1} = -Nu_{nR_1} \left( \bar{T}_{a2} - \bar{T}_n(\bar{\tau}, -1, \bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right), \quad (3.63)$$

$$\lambda(\sigma\bar{r}+1) \frac{\partial \bar{T}_n}{\partial \bar{r}} \Big|_{\bar{r}=1} = Nu_{nR_2} \left( \bar{T}_{a3} - \bar{T}_n(\bar{\tau}, 1, \bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right), \quad (3.64)$$

где  $Nu_{nR_1} = \frac{\alpha_{TnR_1} R_{cp} \theta}{\lambda_n}$ ,  $Nu_{nR_2} = \frac{\alpha_{TnR_2} R_{cp} \theta}{\lambda_n}$  – критерии Нуссельта,

$$\bar{T}_{a2,3} = c_o \rho_o h_{*0}^2 (T_{a2,3} - t_o) / (\mu_o \omega_* R_{cp}^2 \theta).$$

### 3.5 Дифференциальное уравнение теплопроводности для упорного диска

Для вычисления распределения температуры в толще вращающегося упорного диска используется уравнение теплопроводности в трехмерном виде в области  $L_4(R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y_\delta \leq H_\delta)$ . Следует отметить, что упорный диск является важным элементом упорного подшипника и фактически представляет собой аккумулятор тепловой энергии, через который при вращении происходит подвод и перераспределение тепловых потоков в различных участках смазочного и пограничного слоев. Поскольку упорный диск приводится во вращение, то для

описания распределения температур необходимо сохранить конвективную составляющую уравнения теплопроводности, где характерной скоростью будет окружная скорость вращения диска  $U = \omega r$ :

$$c_{\partial}\rho_{\partial}\left(\frac{\partial T_{\partial}}{\partial \tau} + \frac{\omega r}{r} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi}\right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial y_{\partial}}\left(\lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial y_{\partial}}\right), \quad (3.65)$$

или в дивергентном виде

$$c_{\partial}\rho_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \tau} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(c_{\partial}\rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi}\right) - \frac{\partial}{\partial y_{\partial}}\left(\lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial y_{\partial}}\right) = 0, \quad (3.66)$$

где  $c_{\partial}$ ,  $\rho_{\partial}$ ,  $\lambda_{\partial}$  – параметры (коэффициент теплоемкости, плотность и коэффициент теплопроводности материала упорного диска),  $\omega$  – угловая скорость вращения упорного диска.

Обезразмеривание уравнения (3.66) происходило на этапе численной реализации путем замены переменных в области  $\bar{L}_4(-1 \leq \bar{r} \leq 1, 0 \leq \bar{\varphi} \leq 1, 0 \leq \bar{y}_{\partial} \leq \Psi_{\partial})$  с сохранением дивергентности формы уравнения и использованием безразмерных

функции температуры диска  $\bar{T}_{\partial} = \frac{c_{\partial}\rho_{\partial}h_{*0}^2(T_{\partial} - t_o)}{\mu_0\omega_*R_{cp}^2\theta}$  и параметров  $b_{\partial} = \lambda_{\partial}/\lambda_{m0}$ ,

$b_{c\partial} = c_{\partial}/c_o$ ,  $b_{\rho\partial} = \rho_{\partial}/\rho_o$ , а также критерия Пекле

$Pe_{\partial} = \frac{c_{\partial}\rho_{\partial}\omega_*R_{cp}H_{\partial}}{\lambda_{\partial}} = \frac{\Psi_{\partial}b_{c\partial}b_{\rho\partial}}{b_{\partial}\psi} Pe$  упорного диска.

### 3.5.1 Начальные условия

$$\tau=0, T_{\partial}(0, r, \varphi, y_{\partial})=0 \text{ или } T_{\partial}=T_{\partial,стат}(r, \varphi, y_{\partial}); \quad (3.67)$$

**3.5.2** Для уравнения на границе раздела «упорный диск – смазочный и пограничный слои межподушечного канала» (см. рисунок 3.7) уже принята непрерывность температур и тепловых потоков по условиям (3.44).

**3.5.3** На границах по направлению  $\varphi$  ставится условие непрерывности температур и тепловых потоков. При наличии перекоса подушек, подпятника или биения упорного диска подушки работают в различных условиях:

$$T_{\partial i}|_{\varphi=0} = T_{\partial i-1}|_{\varphi=\theta}, \left( c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left( c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}^{i-1}, \quad (3.68)$$

$$T_{\partial 1}|_{\varphi=0} = T_{\partial z}|_{\varphi=\theta}, \left( c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left( c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}^z,$$

$$0 \leq y_{\partial} \leq H_{\partial}, R_1 \leq r \leq R_2,$$

где  $i$  – порядковый номер подушки,  $z$  – общее количество подушек подшипника.

В случае отсутствия перекосов и биения:

$$T_{\partial}|_{\varphi=0} = T_{\partial}|_{\varphi=\theta}, \left( c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left( c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}, \quad (3.69)$$

$$0 \leq y_{\partial} \leq H_{\partial}, R_1 \leq r \leq R_2.$$

### 3.5.4 При $y_{\partial} = 0$ с тыльной стороны упорного диска

1) В случае одностороннего подшипника УПС1 с тыльной стороны диска при  $y_{\partial} = 0$  ставится граничное условие третьего рода Ньютона-Рихмана (см. рисунок 3.7)

$$\lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial y_{\partial}} \Big|_{y_{\partial}=0} = -\alpha_{T_{\partial}0} (T_a - T_{\partial}(\tau, r, \varphi, 0)), \quad (3.70)$$

где  $\alpha_{T_{\partial}0}$  – коэффициент теплоотдачи с тыльной стороны упорного диска,

$T_a$  – температура окружающей среды с тыльной стороны упорного диска.

2) В случае двустороннего подшипника УПС2 с тыльной стороны диска при  $y_{\partial} = 0$  ставятся граничные условия непрерывности температур и тепловых потоков смазочного и пограничного слоев с нерабочей стороны подшипника (см. рисунок 3.7)

$$y^{hp} = 0, y_{\partial} = 0, t^{hp} \Big|_{y^{hp}=0} = T_{\partial} \Big|_{y_{\partial}=0}, \left( c_p \rho V_y t - \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) \Big|_{y^{hp}=0} = \lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial y_{\partial}} \Big|_{y_{\partial}=0}. \quad (3.71)$$

В безразмерном виде:

1) В случае одностороннего подшипника УПС1

$$\frac{\partial \bar{T}_{\partial}}{\partial \bar{y}_{\partial}} \Big|_{\bar{y}_{\partial}=0} = -Nu_{\partial 3} \Psi_{\partial} (\bar{T}_a - \bar{T}_{\partial}(\bar{\tau}, \bar{r}, \bar{\varphi}, 0)), \quad (3.72)$$

где  $Nu_{\partial 3} = \frac{\alpha_{TH_\partial} R_{cp} \theta}{\lambda_\partial}$  критерий Нуссельта,  $\bar{T}_a = c \rho_0 h_{*0}^2 (T_a - t_0) / (\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta)$ .

2) В случае двустороннего подшипника УПС2

$$\bar{y}^{np} = 0, \bar{y}_\partial = 0, -(\Upsilon_M \bar{t} - k_M \bar{\nabla} \bar{t}) \cdot \nu + \sigma_{M\partial} \bar{t} = \bar{g}_{M\partial}, \quad (3.73)$$

где  $\sigma_{M\partial} = \sigma_M|_{\bar{y}^{np}=0}$ ,  $\bar{g}_{M\partial} = \bar{g}_M|_{\bar{y}^{np}=0}$ .

**3.5.5** На границе области при  $r = R_1$  и  $r = R_2$  ставятся граничные условия третьего рода (см. рисунок 3.7)

$$\lambda_\partial r \frac{\partial T_\partial}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = -\alpha_{T_\partial R_1} (T_a - T_\partial(\tau, R_1, \varphi, y_\partial)), \quad (3.74)$$

$$\lambda_\partial r \frac{\partial T_\partial}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = \alpha_{T_\partial R_2} (T_a - T_\partial(\tau, R_2, \varphi, y_\partial)), \quad (3.75)$$

где  $\alpha_{T_\partial R_1}, \alpha_{T_\partial R_2}$  – параметры (коэффициенты теплоотдачи диска при  $r = R_1$  и  $r = R_2$ ),  $T_a$  – температуры окружающей среды при  $r = R_1$  и  $r = R_2$ .

В безразмерном виде:

$$\lambda (\sigma \bar{r} + 1) \frac{\partial \bar{T}_\partial}{\partial \bar{r}} \Big|_{\bar{r}=-1} = -Nu_{\partial 1} (\bar{T}_a - \bar{T}_\partial(\bar{\tau}, -1, \bar{\varphi}, \bar{y}_\partial)), \quad (3.76)$$

$$\lambda (\sigma \bar{r} + 1) \frac{\partial \bar{T}_\partial}{\partial \bar{r}} \Big|_{\bar{r}=1} = Nu_{\partial 2} (\bar{T}_a - \bar{T}_\partial(\bar{\tau}, 1, \bar{\varphi}, \bar{y}_\partial)), \quad (3.77)$$

где  $Nu_{\partial 1} = \frac{\alpha_{TR_1} R_{cp} \theta}{\lambda_\partial}$ ,  $Nu_{\partial 2} = \frac{\alpha_{TR_2} R_{cp} \theta}{\lambda_\partial}$  – критерии Нуссельта,

$$\bar{T}_a = c \rho_0 h_{*0}^2 (T_a - t_0) / (\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta).$$

Дифференциальные уравнения математической модели (3.27, 3.37, 3.53, 3.66) и их граничные условия связаны между собой через физические свойства рабочей смазки упорного подшипника: вязкость, плотность, теплоемкость и теплопроводность, а также через формы смазочного и пограничного слоев, геометрию рабочей поверхности подушки и некоторые режимные параметры. Особенное внимание необходимо уделять вязкости смазки, которая определяет количество теплоты, возникающей в потоке вязкой жидкости смазки за счет необрати-

мой работы сил вязкого трения (диссипация смазки), а, следовательно, влияет на несущую способность и расходы смазки упорного подшипника. Далее указанные зависимости присоединяются к математической модели.

### 3.6 Зависимости теплофизических свойств смазки от температуры

Вязкость и плотность смазки несущественно зависят от давления. Динамическая вязкость смазки существенным образом зависит от температурного уровня слоя подшипника. Например, для масла Т<sub>30</sub> по ГОСТ 32-74 увеличение температуры от 50 до 100 °С приводит к уменьшению вязкости в 5...6 раза. Как отмечено в книге [36, с. 33], разница температуры по толщине смазочного слоя подшипника скольжения может изменяться при средних окружных скоростях в пределах от 22 до 55 °С, что приводит к изменению вязкости в 5...10 раз. Учет изменения вязкости смазки также возможен при изучении возникновения гидродинамического давления за счет «вязкостного клина» или «эффекта Камерона» [36].

Плотность минеральных и синтетических масел несущественно зависит от температуры. Для примера для масла Т<sub>30</sub> по ГОСТ 32-74 увеличение температуры от 50 до 100 °С приводит к уменьшению плотности на 3,6 %. Однако, учет изменения плотности смазки необходим при изучении «теплового клина» или «эффекта Фогга» [36].

Таким образом, присоединяем к математической модели зависимости вязкости и плотности смазки от температуры [119, 168]:

- уточненная экспоненциальная формула Рейнольдса

$$\mu = \mu_0 \exp\left(-\beta(t - t_0) + \beta_1(t - t_0)^2\right), \quad (3.78)$$

- экспоненциальная формула

$$\rho = \rho_0 \exp\left[-\alpha_m(t - t_0)\right], \quad (3.79)$$

где  $t_0$ ,  $\mu_0$ ,  $\rho_0$  – температура, вязкость и плотность смазки на подаче в МПК;  $\beta, \beta_1$  – температурные коэффициенты вязкости, зависящие от марки масла и рассматриваемого интервала температур [119];  $\alpha_m$  – температурный коэффициент объемного расширения смазки [119].

В безразмерном виде [168]:

$$\bullet \bar{\mu} = \mu / \mu_0 = \exp[-\beta(t - t_0) + \beta_1(t - t_0)^2] = \exp(-\chi \bar{t} + \bar{\beta} \chi^2 \bar{t}^2), \quad (3.80)$$

$$\bullet \bar{\rho} = \rho / \rho_0 = \exp[-\alpha_m(t - t_0)] = \exp(-\bar{\alpha}_m \bar{t}) = \exp(-\alpha_m^* \chi \bar{t}), \quad (3.81)$$

где  $\chi = \beta \mu_0 \omega R_{cp}^2 \theta / (c_p \rho_0 h_{*0}^2)$ ,  $\bar{\alpha}_m = \alpha_m \mu_0 \omega R_{cp}^2 \theta / (c_p \rho_0 h_{*0}^2)$  – безразмерные температурные коэффициенты вязкости и плотности смазки,  $\alpha_m^* = \alpha_m / \beta$ ,  $\bar{\beta} = \beta_1 / \beta^2$ .

Для расчета упорного подшипника также можно использовать заданные в виде табличных данных зависимости теплоемкости, плотности, динамической вязкости и теплопроводности от температуры определенной рабочей смазки. Основными маслами для компрессорных машин являются Т<sub>22</sub> по ГОСТ 32-74, Тп-22С марки 1 по ТУ 38.101821-2013 и Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92 класса вязкости ISO VG 32 и Т<sub>30</sub> по ГОСТ 32-74, Тп-30 по ГОСТ 9972-74, Кп-8 и Кп-8С по ТУ 38.1011296-90 класса вязкости ISO VG 46 согласно стандарту ISO 3448.

Далее введение нестационарности течения смазки в зазорах упорного подшипника скольжения ЦК и ВК описывается двумя способами:

1) задается уравнение осевого перемещения упорного диска  $y_{см.д}$  в зависимости от времени  $\tau$  и далее определяется несущая способность подшипника  $P$  и распределение давления на поверхности подушки (*постановка прямой задачи*);

2) задается уравнение изменения от времени  $\tau$  осевой газовой силы  $F$ , действующей на ротор компрессора, и далее на основе уравнения динамики ротора (выражает II закон Ньютона) определяется траектория движения диска  $y_{см.д}$ , входящая также в уравнение формы смазочного слоя (*постановка обратной нелинейной задачи*).

### 3.7 Уравнение перемещения упорного диска при постановке прямой задачи

Опишем осевое перемещение упорного диска  $y_{см.д}$  от начала координат вдоль оси ротора компрессора:

$$y_{см.д} = y_{st} + y_d, \quad (3.82)$$

где  $y_{st}$  – стационарная составляющая;  $y_d$  – динамическая составляющая:

1) в случае *мягкого помпажа* [6-8, 11, 21] она может быть задана в виде



$$y_d = A \sin \Omega \tau, \quad (3.83)$$

где  $A, \Omega$  – амплитуда и частота возмущающей силы при помпаже или

2) в случае жесткого помпажа [6-8, 12, 21] она может быть задана в виде

$$y_d = y_{d1} \cdot \exp[-\beta_{y1}(\tau - \tau_{d1})], \quad (3.84)$$

где  $\beta_{y1}$  – коэффициент перемещения диска на отрезке (1-2) (рисунок 3.8). Он может быть вычислен с достаточной степенью точности по формуле

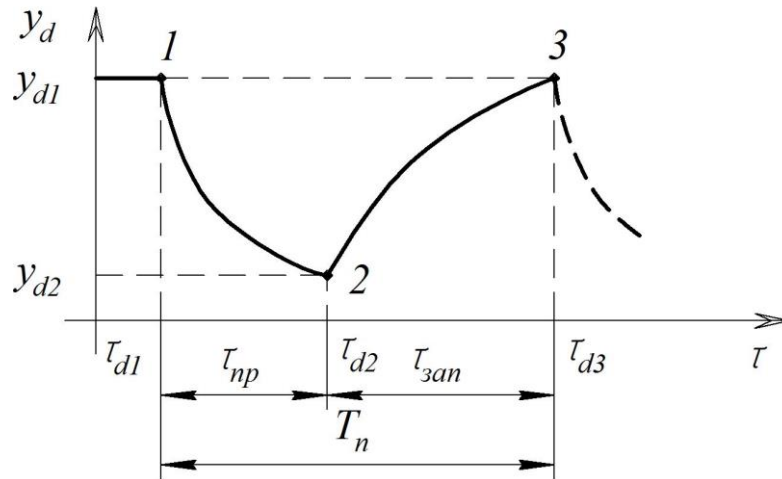


Рисунок 3.8 – Изменение динамической составляющей перемещения диска  $y_d$  при жестком помпаже ЦК:  $\tau_{np}$  – время прорыва газа из рабочего колеса в обратном направлении,  $\tau_{зан}$  – время заполнения емкости  $V_p$ ,  
 $\tau_n = \tau_{np} + \tau_{зан}$  – период помпажных колебаний [13, 21]

$$\beta_{y1} = \frac{1}{\tau_{d2} - \tau_{d1}} \ln\left(\frac{y_{d1}}{y_{d2}}\right), \quad (3.85)$$

где  $\tau_{d1}, y_{d1}$  и  $\tau_{d2}, y_{d2}$  – время и положение диска вначале (до помпажа) и в конце интервала аппроксимации отрезка (1-2).

На отрезке (2-3) для получения аппроксимирующей функции выполняется несколько вычислений: пусть заданы точки  $\tau_{d1}, \tau_{d2}, \tau_{d3}$  и функция  $F$ :  $F(\tau_{d2}) = y_{d2}$ ,  $F(\tau_{d3}) = y_{d1}$ . Строится функция вида  $f(\tau) = \alpha_{y2} \ln(\beta_{y2}(\tau - \tau_{d1}))$  в таком виде, чтобы  $f(\tau_{d2}) = y_{d2}$ ,  $f(\tau_{d3}) = y_{d1}$ . Для этого составляется система уравнений относительно коэффициентов  $\alpha_{y2}, \beta_{y2}$

$$\begin{aligned}\alpha_{y2} \ln(\beta_{y2}(\tau_{d2} - \tau_{d1})) &= y_{d2}, \\ \alpha_{y2} \ln(\beta_{y2}(\tau_{d3} - \tau_{d1})) &= y_{d1}.\end{aligned}\quad (3.86)$$

Из второго уравнения следует  $\alpha_{y2} = \frac{y_{d1}}{\ln(\beta_{y2}(\tau_{d3} - \tau_{d1}))}$ . Поставим выражение для коэффициента  $\alpha_{y2}$  в уравнение (3.86). Получается уравнение

$$y_{d1} \frac{\ln(\beta_{y2}(\tau_{d2} - \tau_{d1}))}{\ln(\beta_{y2}(\tau_{d3} - \tau_{d1}))} = y_{d2}. \quad (3.87)$$

Откуда коэффициент  $\beta_{y2}$  определяется на основе

$$\beta_{y2} = \exp\left(\frac{y_{d2} \ln(\tau_{d3} - \tau_{d1}) - y_{d1} \ln(\tau_{d2} - \tau_{d1})}{y_{d1} - y_{d2}}\right). \quad (3.88)$$

### 3.8 Уравнение динамики ротора при постановке обратной задачи

Ротор центробежного (рисунок 3.9) или винтового компрессора в трехмерном пространстве совершает сложное нестационарное движение во времени. Причем на нестационарные режимы работы упорных подшипников практическое влияние оказывает лишь движение ротора в осевом направлении и его вращение относительно этой оси.

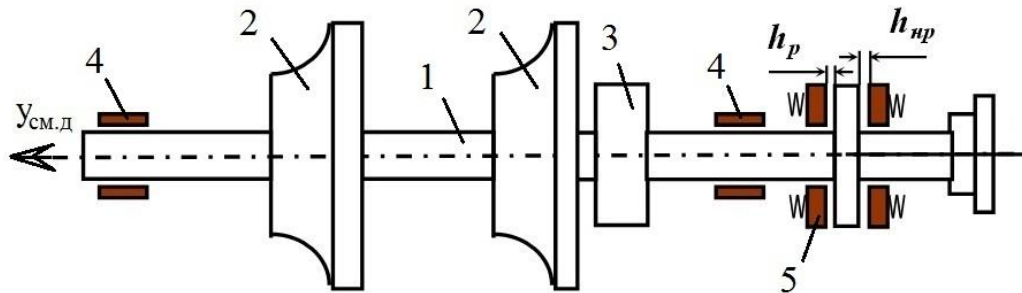


Рисунок 3.9 – Расчетная схема ротора ЦК с двусторонним УПС:  
1– ротор и 2– рабочие колеса центробежного компрессора, 3– думмис,  
4– опорные и 5– упорный подшипники скольжения

В случае *одностороннего УПС1* за начало координат при осевом движении ротора принята произвольная точка за пределами подшипника.

В случае *двустороннего УПС2* за начало координат при осевом движении ротора принято расположение упорного диска в центре подшипника, т. е. в этом случае зазоры между диском и подушками как рабочей, так и нерабочей стороны,

следовательно, и гидродинамические силы, возникающие в них, будут одинаковыми. Положительное направление оси  $y_{см.д}$  сонаправлено с осевой нагрузкой. Осевое движение ротора как в положительном, так и в отрицательном направлении, будет ограничено половиной суммарной величины осевого зазора в подшипнике  $0,5h_s = (h_{20}$  или  $h_{p0})$  и предельной деформацией  $[h_{pdi}]$  упругих пластин одной из сторон (при ее наличии, см. рисунок 1.33, поз. 9) [54], т. е.

$$[y_{см.д}] = 0,5h_s + [h_{pdi}] = 0,5(h_p + h_{np}) + [h_{pdi}], \quad (3.89)$$

где  $h_p, h_{np}$  – зазоры между упорным диском и рабочей или нерабочей сторонами подшипника соответственно. В процессе работы величины зазоров  $h_p, h_{np}$  и деформации упругих пластин  $h_{pdi}$ , а также смещение ротора  $y_{см.д}$  от начала координат связаны между собой и определяются из условий динамического равновесия.

При отсутствии упругих пластин минимальная толщина смазочного слоя определяется по формуле

$$h_{2p, 2np} = \frac{h_s}{2}(1 \pm \varepsilon_n), \quad (3.90)$$

где  $h_{2p, 2np}$  – минимальная толщина смазочного слоя рабочей и нерабочей сторон;  $\varepsilon_n = 2e_n/h_s$  – относительный эксцентриситет в подшипнике. Знак (–) относится к рабочей, а (+) к нерабочей стороне подшипника.

Уравнение одномерного движения ротора вдоль его оси:

- в случае одностороннего УПС1:  $m_p \frac{d^2 y_{см.д}}{d\tau^2} = P - F;$  (3.91)

- в случае двустороннего УПС2:  $m_p \frac{d^2 y_{см.д}}{d\tau^2} = P_p - P_{np} - F,$  (3.92)

где  $m_p$  – масса ротора,  $y_{см.д}$  – координата смещения диска вдоль оси ротора,  $\tau$  – время,  $P_p, P_{np}$  – несущие способности рабочей и нерабочей сторон упорного подшипника,  $F$  – внешняя осевая, например, газовая сила, действующая на ротор компрессора.

Для решения уравнения (3.91) или (3.92) могут быть заданы следующие начальные условия:

$$\text{при } \tau = 0 \quad y_{см.д} = y_{см.д.стац} \text{ или задаются } y_{см.д}, \quad dy_{см.д}/d\tau = 0. \quad (3.93)$$

Внешняя сила может быть задана в виде

$$F = F_{st} + F_d, \quad (3.94)$$

где  $F_{st}$  – стационарная составляющая, т. е. статическая сила,  $F_d$  – динамическая сила: 1) в случае *мягкого помпажа* [6-8, 11, 21] она может быть задана в виде

$$F_d = F_a \sin \Omega \tau, \quad (3.95)$$

где  $F_a, \Omega$  – амплитуда и частота возмущающей силы при помпаже или

2) в случае *жесткого помпажа* [6-8, 12, 21] она может быть задана в виде

$$F_d = F_{d1} \cdot \exp[-\beta_{F1}(\tau - \tau_{d1})], \quad (3.96)$$

где  $\beta_{F1}$  – коэффициент изменения осевой силы на отрезке (1-2) (рисунок 3.10).

Он может быть вычислен с достаточной степенью точности по формуле

$$\beta_{F1} = \frac{1}{\tau_{d2} - \tau_{d1}} \ln\left(\frac{F_{d1}}{F_{d2}}\right), \quad (3.97)$$

где  $\tau_{d1}, F_{d1}$  и  $\tau_{d2}, F_{d2}$  – время и осевая сила вначале (до помпажа) и в конце интервала аппроксимации отрезка (1-2).

На отрезке (2-3) система уравнений изменения осевой силы  $F$  равна:

$$\begin{aligned} \alpha_{F2} \ln(\beta_{F2}(\tau_{d2} - \tau_{d1})) &= F_{d2}, \\ \alpha_{F2} \ln(\beta_{F2}(\tau_{d3} - \tau_{d1})) &= F_{d1}. \end{aligned} \quad (3.98)$$

где коэффициенты

$$\alpha_{F2} = \frac{F_{d1}}{\ln(\beta_{F2}(\tau_{d3} - \tau_{d1}))}, \quad \beta_{F2} = \exp\left(\frac{F_{d2} \ln(\tau_{d3} - \tau_{d1}) - F_{d1} \ln(\tau_{d2} - \tau_{d1})}{F_{d1} - F_{d2}}\right).$$

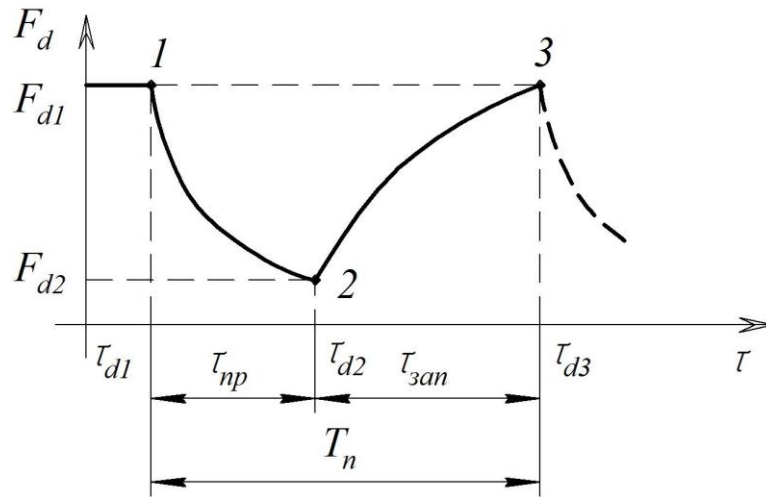


Рисунок 3.10 – Изменение осевой газовой силы  $F_d$  при жестком помпаже ЦК:

$\tau_{np}$  – время прорыва газа из рабочего колеса в обратном направлении,

$\tau_{zan}$  – время заполнения емкости  $V_p$ ,

$\tau_n = \tau_{np} + \tau_{zan}$  – период помпажных колебаний [13, 21]

Несущие способности рабочей и нерабочей сторон упорного подшипника определяются суммированием несущих способностей его подушек, т. е.

$$P_p = \sum_{i=1}^{i=z_p} P_{pi}, \quad P_{np} = \sum_{i=1}^{i=z_{np}} P_{npi}, \quad (3.99)$$

где  $z_p, z_{np}$  – количество подушек с рабочей и нерабочей стороны двустороннего УПС2.

При отсутствии биения упорного диска, т. е. при  $\delta_\delta = 0$ , и перекоса поверхности подшипников, т. е. при  $\delta_{nn} = 0$ , формулы (3.99) могут быть упрощены

$$P_p = z_p P_{pi}, \quad P_{np} = z_{np} P_{npi}. \quad (3.100)$$

Масса ротора  $m_p$  является постоянной величиной (мера инертности ротора) и определяется в процессе конструирования компрессора. Несущие способности  $i$ -ой подушки рабочей и нерабочей сторон упорного подшипника определяются путем интегрирования полей давления смазочного слоя

$$P_i = \frac{\mu_0 \omega_* R_{cp}^3 \theta^2 (R_2 - R_1)}{h_{*o}^2} \bar{P}_i, \quad (3.101)$$

где  $\bar{P}_i = \frac{1}{2} \int_0^{\bar{\theta}_n} \int_{-1}^1 \bar{p}_i (\sigma \bar{r} + 1) d\bar{r} d\bar{\varphi}$ ,  $\bar{p}_i$  – распределение давлений в смазочном слое  $i$ -ой подушки.

В случае упорного подшипника с самоустанавливающимися подушками необходимо также рассмотреть уравнения их движения. Каждая  $i$ -ая подушка будет иметь две степени свободы, для каждой из которых необходимо задать два уравнения движения: качания и перемещения подушки вдоль оси ротора при перемещении упорного диска.

### 3.9 Уравнение движения (качания) самоустанавливающейся подушки

В размерном виде уравнение движения (качания)  $i$ -ой самоустанавливающейся подушки упорного подшипника относительно линии контакта с учетом внешних сил сопротивления (рисунок 3.11) ( $i=1 \dots z$ ,  $z$  – количество подушек) равно

$$J \frac{d^2 \alpha_i}{d\tau^2} = M_{pi} + M_{mpi}, \quad (3.102)$$

где  $J$  – момент инерции подушки,  $\alpha_i$  – угол поворота  $i$ -ой подушки относительно поверхности диска,  $M_{pi}$  – момент от гидродинамических сил относительно линии контакта,  $M_{mpi}$  – момент от силы трения в смазочном слое.

Для решения уравнения (3.102) могут быть заданы следующие начальные условия: при  $\tau = 0$   $\alpha_i = \alpha_{i\text{стац.}}$ , или задаются  $\alpha_i$ ,  $d\alpha_i/d\tau = 0$ . (3.103)

Согласно рисунку 3.11 момент от гидродинамических сил относительно линии контакта  $i$ -ой подушки равен

$$M_{pi} = \int_0^{\theta_p} \int_{R_1}^{R_2} p_i \cdot r^2 \cdot \sin(\theta_p - \varphi) d\varphi dr, \quad (3.104)$$

где  $\theta_p$  – угловая координата ребра качания подушки.

Момент трения по всей рабочей площади подушки через закон Ньютона-Петрова равен

$$M_{mpi} = \int_0^{\theta_n} \int_{R_1}^{R_2} \left( \mu \frac{\partial V_{\phi i}}{\partial y} \right)_{y=h} (H_p + H_n) r dr d\phi, \quad (3.105)$$

где  $H_p$ ,  $H_n$  – толщины ребра и подушки.

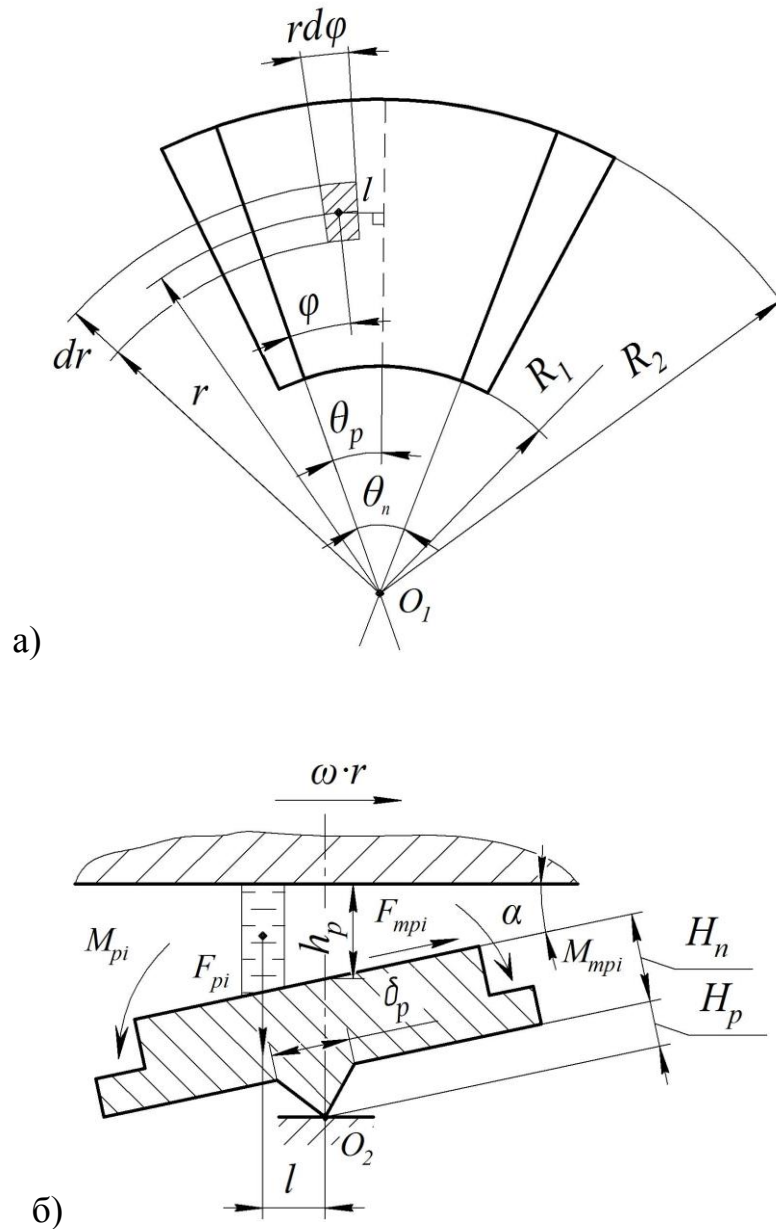


Рисунок 3.11 – К выводу уравнения движения (качания)  $i$ -ой самоустанавливающейся подушки упорного подшипника:  
а – вид в плане, б – разрез подушки по координате  $\phi$

Момент инерции подушки равен

$$\begin{aligned}
 J = & \frac{1}{8} \rho_n (R_2^4 - R_1^4) [H_n \theta_n - H_n \cos(2\theta_p - \theta_n) \sin \theta_n + 2H_{kp} \theta_{kp} - 2H_{kp} \theta_n + \\
 & + H_{kp} \cos(\theta_n + \theta_{kp} - 2\theta_p) \sin(\theta_n - \theta_{kp}) + H_{kp} \cos(2\theta_p + \theta_{kp} - \theta_n) \sin(\theta_n - \theta_{kp})] + \\
 & + \frac{1}{2} \rho_n (R_2^2 - R_1^2) \theta_n H_n (H_p^2 + H_p H_n + \frac{1}{3} H_n^2) + \rho_n (\theta_{kp} - \theta_n) (R_2^2 - R_1^2) H_{kp} (H_p^2 + \\
 & + H_p H_{kp} + \frac{1}{3} H_{kp}^2) + \frac{1}{48} \rho_n (R_2 - R_1) \delta_p H_p (\delta_p^2 + 12 H_p^2), \quad (3.106)
 \end{aligned}$$

где  $\rho_n$  – плотность материала подушки,  $\theta_{kp}, H_{kp}$  – угловая координата и толщина крыла подушки.

В безразмерном виде:

$$\Lambda \frac{d^2 \bar{\alpha}_i}{d\bar{\tau}^2} = \frac{1}{\psi \lambda \sigma} \bar{M}_{pi} + \bar{M}_{mpi}, \quad (3.107)$$

где  $\bar{\alpha}_i = \alpha_i / \psi$  – относительный угол поворота  $i$ -ой самоустанавливающейся подушки относительно поверхности диска;  $\bar{\tau} = \tau / \tau_1$  – безразмерное время;  $\tau_1$  – ха-

рактерное время качания подушки;  $\Lambda = \frac{J \psi Sh_1 \omega h_{po}}{\theta^4 \mu_o R_{cp}^3 (R_2 - R_1)}$  – безразмерный инерци-

онный параметр;  $Sh_1 = \frac{R_{cp} \theta}{R_{cp} \omega \tau_1}$  – критерий Струхала качания подушки. Безразмер-

ный момент от гидродинамических сил относительно линии контакта равен:

$$\bar{M}_{pi} = \frac{1}{2} \int_0^{\bar{\theta}_n} \int_{-1}^1 \bar{p}_i \cdot (1 + \sigma \bar{r})^2 \cdot \sin[\lambda \sigma (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi})] d\bar{\varphi} d\bar{r}. \quad (3.108)$$

Безразмерный момент от сил трения в смазочном слое равен:

$$\bar{M}_{mpi} = \frac{1}{2} \int_0^{\bar{\theta}_n} \int_{-1}^1 \frac{(\Psi_n + \Psi_p)(1 + \sigma \bar{r})}{\bar{h}} (\bar{\mu} \frac{\partial \bar{V}_\varphi}{\partial \bar{y}})_{\bar{y}=1} d\bar{\varphi} d\bar{r}, \quad (3.109)$$

где  $\Psi_n = H_n / (R_{cp} \theta)$ ,  $\Psi_p = H_p / (R_{cp} \theta)$  – относительная толщина подушки и ребра качания.

Для решения уравнения (3.107) могут быть заданы следующие начальные условия: при  $\bar{\tau} = 0$   $\bar{\alpha}_i = \bar{\alpha}_{i\text{стац.}}$  или задаются  $\bar{\alpha}_i$ ,  $d\bar{\alpha}_i / d\bar{\tau} = 0$ . (3.110)



### 3.10 Уравнение осевого движения (перемещения) самоустанавливающейся подушки

Самоустанавливающаяся подушка при работе находится под действием гидродинамической силы и силы от прогиба упругой плоской пластины, на которую опирается ребро подушки, как, например, для упорного подшипника согласно СТП 26-05-02-203-73 (см. рисунок 1.33, поз. 9) [54]. Преимущество данной конструкции подтверждено на практике [250]. За начало координат принято положение, когда ребра подушек касаются упругих плоских пластин, но при отсутствии прогиба последних, т. е. центр  $O_1$  (рисунок 3.12). Положительная величина  $y_{см. ni}$  – увеличение прогиба пластины под ребром  $i$ -ой подушки, отрицательная величина – отрывание ребра подушки от пластины и следование за упорным диском. В конструкциях УПС с самоустанавливающимися подушками  $y_1 \gg y_2$ .

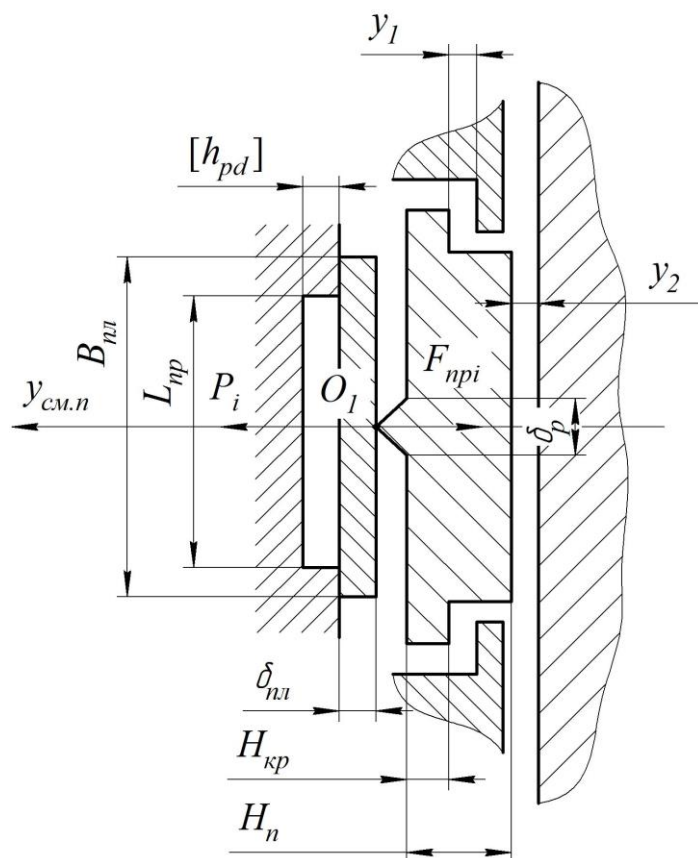


Рисунок 3.12 – К выводу уравнения движения  $i$ -ой самоустанавливающейся подушки вдоль оси ротора

Уравнение движения  $i$ -ой самоустанавливающейся подушки упорного подшипника вдоль оси ротора в размерном виде ( $i=1 \dots z$ ,  $z$  – количество подушек)

$$m_n \frac{d^2 y_{cm.ni}}{d\tau^2} = P_i - \frac{4EB_{nl}\delta_{nl}^3}{L_{np}^3} y_{cm.ni} \cdot \delta_n, \quad (3.111)$$

где  $y_{cm.ni}$  – координата  $i$ -ой подушки вдоль оси ротора;

$$m_n = \rho_n(V_u + V_{kp} + V_p) = \rho_n(R_2^2 - R_1^2) \left[ \frac{\theta_n H_n}{2} + H_{kp}(\theta_{kp} - \theta_n) \right] + \frac{1}{2} \rho_n(R_2 - R_1) \delta_p H_p -$$

масса  $i$ -ой подушки;  $P_i = \frac{\mu_o \omega_* R_{cp}^3 \theta^2 (R_2 - R_1)}{h_{po}^2} \bar{P}_i$  – равнодействующая гидродина-

мических сил  $i$ -ой подушки;  $\bar{P}_i = \frac{1}{2} \int_0^{\bar{\theta}_n} \int_{-1}^1 \bar{p}_i(\sigma \bar{r} + 1) d\bar{r} d\bar{\varphi}$  – коэффициент несущей

способности  $i$ -ой подушки;

$$\delta_n - \text{единичная функция, } \begin{cases} \delta_n = 0 \text{ при } p_i \leq 0; \\ \delta_n = 1 \text{ при } p_i > 0. \end{cases} \quad (3.112)$$

Для случая свободно опертой балки при центрально расположенной силе относительно пролета сила от прогиба упругой плоской пластины от  $i$ -ой подушки равна [264, С. 627]:

$$F_{npi} = \kappa_{nl} y_{cm.ni} = \frac{48EI}{L_{np}^3} y_{cm.ni}, \quad (3.113)$$

где  $\kappa_{nl}$  – коэффициент упругости пластины;  $L_{np}$  – длина пролета для упругой пла-

стины;  $E$  – модуль упругости материала пластины (модуль Юнга);  $I = \frac{B_{nl}\delta_{nl}^3}{12}$  –

осевой момент инерции прямоугольного сечения пластины [264, С. 609];

$B_{nl}$ ,  $\delta_{nl}$  – ширина и толщина пластины. Откуда сила от прогиба упругой пластины равна:

$$F_{npi} = \kappa_{nl} y_{cm.ni} = \frac{4EB_{nl}\delta_{nl}^3}{L_{np}^3} y_{cm.ni}. \quad (3.114)$$

Для решения уравнения (3.111) могут быть заданы следующие начальные условия: при  $\tau = 0$   $y_{см.n.i} = y_{см.n.i.стац.}$  или задаются  $y_{см.n.i}$ ,  $dy_{см.n.i}/d\tau = 0$ . (3.115)

Следует отметить следующее:

1) существует предельная величина прогиба упругой пластины (см. рисунок 3.12), когда пластина касается дна пролета. В процессе работы величины зазоров  $h_{pi}$  и смещение  $y_{см.n}$   $i$ -ой подушки от начала координат  $O_1$  связаны между собой и определяются из условий динамического равновесия. При этом необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$y_{см.n} \leq [h_{pdi}], \quad (3.116)$$

где  $[h_{pdi}]$  – допустимая (предельная) величина прогиба пластины;

2) упругая пластина прогибается только при положительном гидродинамическом давлении в смазочном слое:  $p_i > 0$ . В случае, когда в смазочном слое образуется отрицательное гидродинамическое давление или давление становится ниже атмосферного  $p_i \leq 0$ , сила  $F_{npi}$  перестает действовать, и, соответственно, отсутствует составляющая сил от прогиба упругой пластины в уравнении (3.111).

### 3.11 Зазор в упорном подшипнике с неподвижными подушками

Форма зазора упорного подшипника зависит от нескольких факторов: термоупругих деформаций, геометрии рабочей поверхности подушки и погрешностей изготовления и монтажа подшипника. В силу независимости друг от друга каждого из отдельных факторов при выводе формы зазора применен принцип суперпозиции. Например, тепловые деформации подушки, которые возникают из-за неравномерного температурного нагрева толщи подушки в процессе работы, не зависят от перекоса общей поверхности подушек или биения упорного диска.

Зависимость зазора  $i$ -ой неподвижной подушки с плоскоклиновой поверхностью упорного подшипника скольжения (рисунок 3.13) в размерном виде выглядит следующим образом:

- винтовая поверхность клинового скоса [119, 168]

$$h_i = h_{20} + y_{см.д} + \delta_{ск} (1 - \varphi/\theta_k) \delta_k + \gamma_{nn} [R_2 + r \cos(\varphi + \theta_{nni})] - \frac{\delta_\partial}{2R_2} r \cos(\varphi - \omega\tau) + W, \quad (3.117)$$

$$\delta_k = \begin{cases} 1, 0 \leq \varphi \leq \theta_k \\ 0, \theta_k < \varphi \leq \theta_n, \end{cases}$$

• поверхность с параллельным МПК скосом [169]

$$h_i = h_{20} + y_{см.д} + \delta_{ск} (1 - \frac{r \sin \varphi}{\eta_k}) \delta_k + \gamma_{nn} [R_2 + r \cos(\varphi + \theta_{nni})] - \frac{\delta_\partial}{2R_2} r \cos(\varphi - \omega\tau) + W, \quad (3.118)$$

$$\delta_k = \begin{cases} 1, 0 \leq \varphi \leq \varphi_k \\ 0, \varphi_k < \varphi \leq \theta_n, \text{ где } \varphi_k = \arcsin\left(\frac{\eta_k}{r}\right). \end{cases}$$

Тепловые деформации подушки, описанные формулой Голубева А. И. для торцовых уплотнений [265], равны

$$W = \alpha_n \int_0^{H_n} [T_{ni}(\theta_n, y_n) - T_{ni}(\varphi, y_n)] dy_n, \quad (3.119)$$

где  $r, \varphi$  – радиальная и угловая координаты;  $\delta_\partial$  – биение (двойная амплитуда) упорного диска на наружном радиусе  $R_2$ ;  $\omega$  – угловая скорость вращения упорного диска;  $\tau$  – время;  $\gamma_{nn}$  – угол между осью вращения упорного диска и геометрической осью подпятника;  $\theta_{nn}$  – угол между входной кромкой рассматриваемой подушки до оси  $\chi_{nn}$  наклона поверхностей подушек в сторону вращения упорного диска (рисунок 3.14);  $y_{см.д}$  – координата расположения упорного диска;  $\delta_{ск} = \Delta h = (h_1 - h_2)$  – глубина клинового скоса на входной кромке подушки;  $W$  – деформация подушки за счет свободного теплового расширения;  $\alpha_n$  – коэффициент линейного расширения материала подушки;  $\delta_k$  – единичная функция.

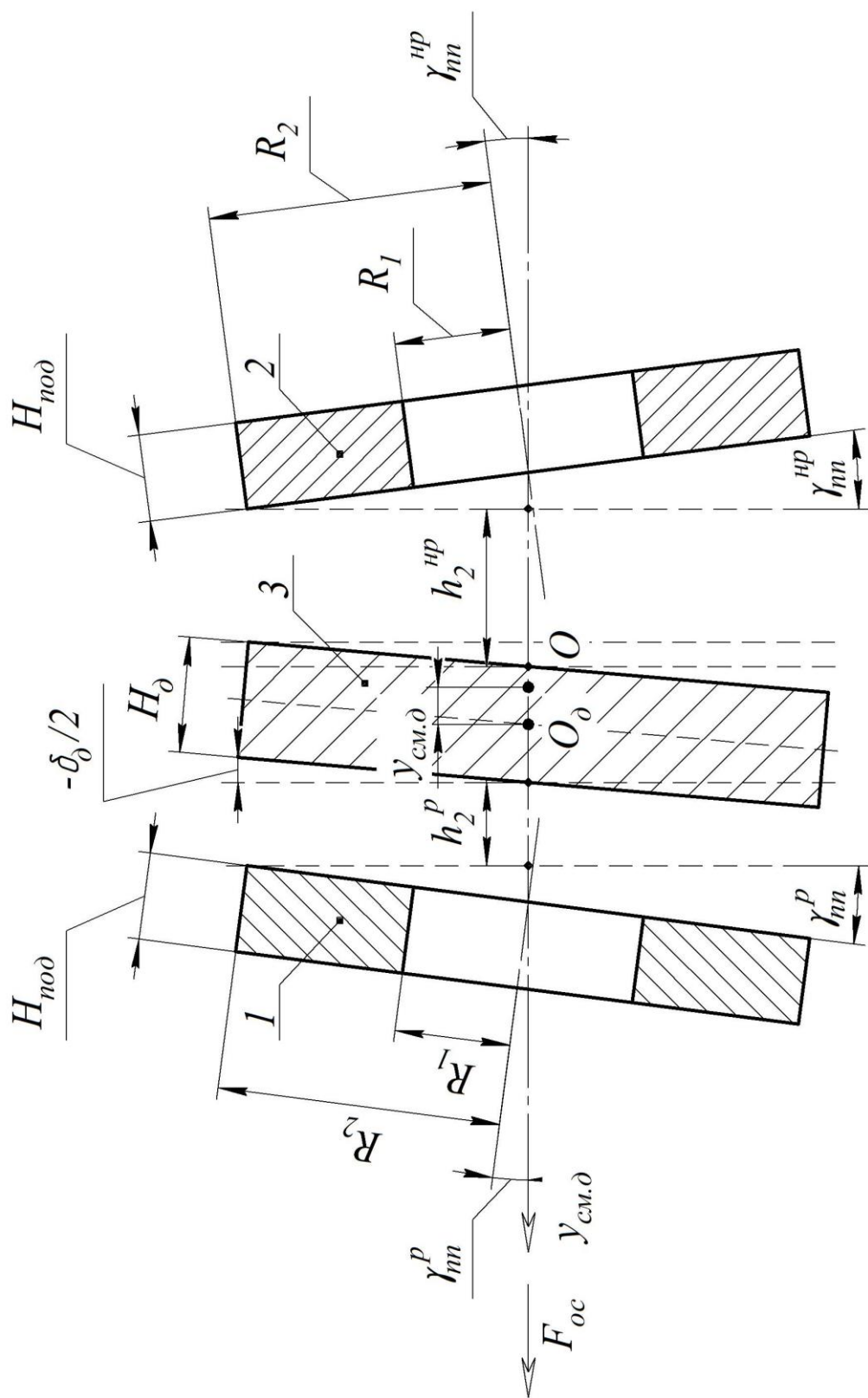


Рисунок 3.13 – Двусторонний упорный подшипник с неподвижными подушками:  
1,2 – подушки рабочей (р) и нерабочей (нр) сторон, 3 – упорный диск

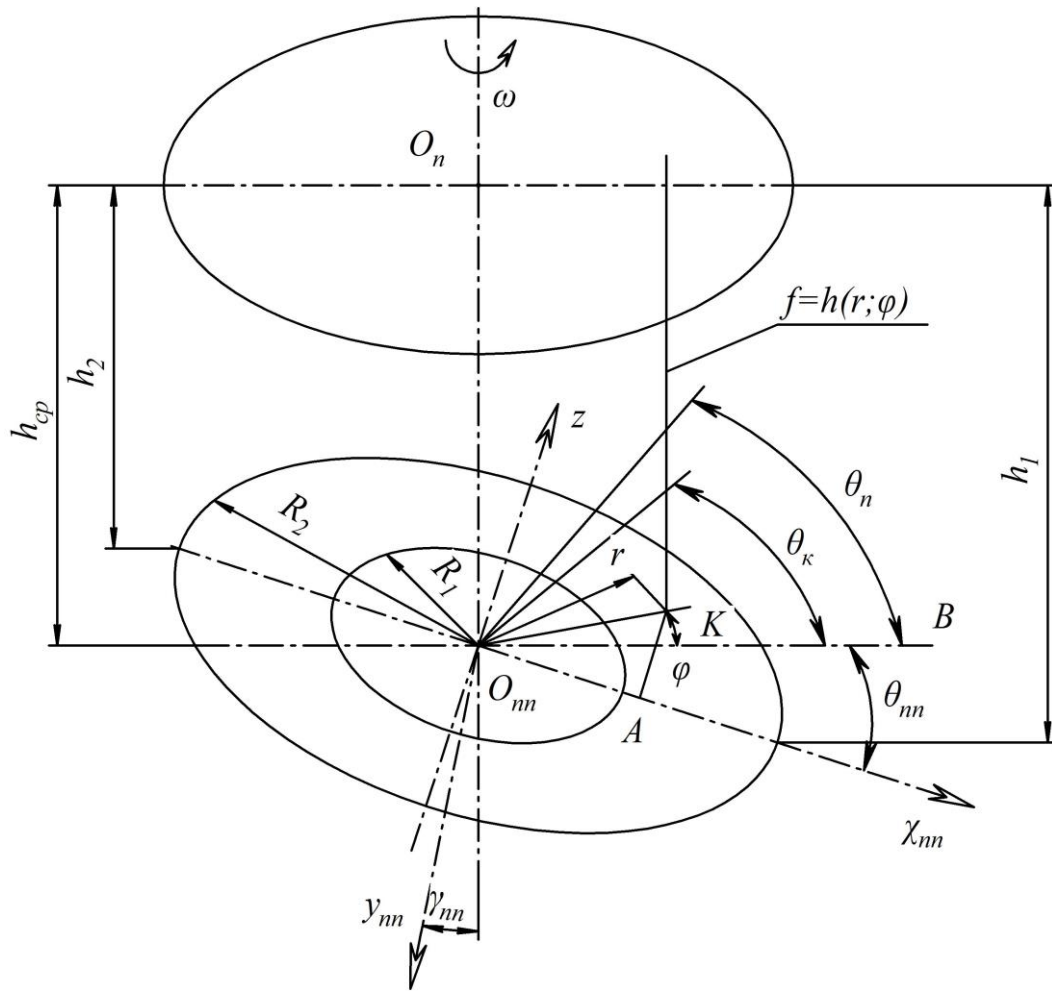


Рисунок 3.14 – К расчету перекоса поверхности подпятника относительно подушек упорного подшипника [119]

Координата  $y_{см.д}$  определяется или путем прямой подстановкой в уравнение формы зазора (постановка прямой задачи, уравнение (3.82)), или вычисляется на основе уравнения динамики ротора компрессора (постановка обратной задачи, уравнение (3.91) или (3.92)).

В безразмерном виде:

- винтовая поверхность клинового скоса [119, 168]

$$\bar{h}_i = \frac{h_i}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{см.д} + \varepsilon_o \left( 1 - \bar{\varphi} / (\bar{\theta}_\kappa \bar{\theta}_n) \right) \delta_\kappa + \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\psi} \int_0^1 \left[ \bar{T}_{ni}(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_{ni}(\bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right] d\bar{y}_n -$$

$$- \frac{\bar{\delta}_o (\sigma \bar{r} + 1)}{\sigma \lambda \psi} \cos \left[ \sigma \lambda \left( \bar{\varphi} - \frac{\bar{\tau}}{Sh} \right) \right] + \frac{\gamma_{nn} R_{cp}}{h_{20}} \left[ (\sigma + 1) + (\sigma \bar{r} + 1) \cos \left[ \sigma \lambda (\bar{\varphi} + \bar{\theta}_{nni}) \right] \right], \quad (3.120)$$

$$\delta_\kappa = \begin{cases} 1, & 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_\kappa \bar{\theta}_n, \\ 0, & \bar{\theta}_\kappa \bar{\theta}_n < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n; \end{cases}$$

• поверхность с параллельным МПК скосом [169]

$$\bar{h}_i = \frac{h_i}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{см.д} + \varepsilon_0 \left[ 1 - \frac{(\sigma \bar{r} + 1)}{\bar{\eta}_\kappa} \sin(\sigma \lambda \bar{\varphi}) \right] \delta_\kappa + \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\psi} \int_0^1 \left[ \bar{T}_{ni}(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_{ni}(\bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right] d\bar{y}_n -$$

$$- \frac{\bar{\delta}_\delta (\sigma \bar{r} + 1)}{\sigma \lambda \psi} \cos \left[ \sigma \lambda \left( \bar{\varphi} - \frac{\bar{\tau}}{Sh} \right) \right] + \frac{\gamma_{nn} R_{cp}}{h_{20}} \left[ (\sigma + 1) + (\sigma \bar{r} + 1) \cos \left[ \sigma \lambda (\bar{\varphi} + \bar{\theta}_{nni}) \right] \right], \quad (3.121)$$

$$\delta_\kappa = \begin{cases} 1, & 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\varphi}_\kappa, \\ 0, & \bar{\varphi}_\kappa < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n, \text{ где } \bar{\varphi}_\kappa = \frac{1}{\sigma \lambda} \arcsin \frac{\bar{\eta}_\kappa}{(\sigma \bar{r} + 1)}, \end{cases}$$

где  $\bar{\delta}_\delta = \delta_\delta / (2R_2)$  – безразмерный параметр перекося диска;  $\bar{y}_{см.д} = \frac{y_{см.д}}{h_{20}}$  –

безразмерная координата расположения диска;  $Sh = \frac{R_{cp} \theta}{R_{cp} \omega \tau}$  – критерий Струхала;

$\bar{\theta}_{nni} = \theta_{nni} / \theta$  – безразмерный угол при перекося  $i$ -ой подушки;  $\varepsilon_0 = \Delta h / h_{20}$  –

относительная клиновидность подушки;  $\bar{\eta}_\kappa = \frac{\eta_\kappa}{R_{cp}}$  – относительная ширина

клинового скоса;  $\alpha_n^* = \alpha_n / \beta$ ;  $\beta$  – температурный коэффициент вязкости смазки;

$\delta_\kappa$  – единичная функция.

### 3.12 Зазор в упорном подшипнике с самоустанавливающимися подушками

Зависимость зазора  $i$ -ой самоустанавливающейся подушки упорного подшипника скольжения (рисунок 3.15) в размерном виде выглядит следующим образом [168]:

$$h_i = h_{po} + y_{см.д} + y_{см.ni} + r \sin(\theta_p - \varphi) \operatorname{tg} \alpha_i + \gamma_{nn} \left[ R_2 + r \cos(\varphi + \theta_{nni}) \right] -$$

$$- \frac{\delta_\delta}{2R_2} r \cos(\varphi - \omega \tau) + W_p, \quad (3.122)$$

где  $r, \varphi$  – радиальная и угловая координаты;  $\alpha_i, y_{см.ni}$  – угол наклона к плоскости диска и координата смещения  $i$ -ой подушки, вычисляются на основе уравнений динамики (3.99, 3.108);  $\theta_{nni}$  – угол между входной кромкой рассматриваемой

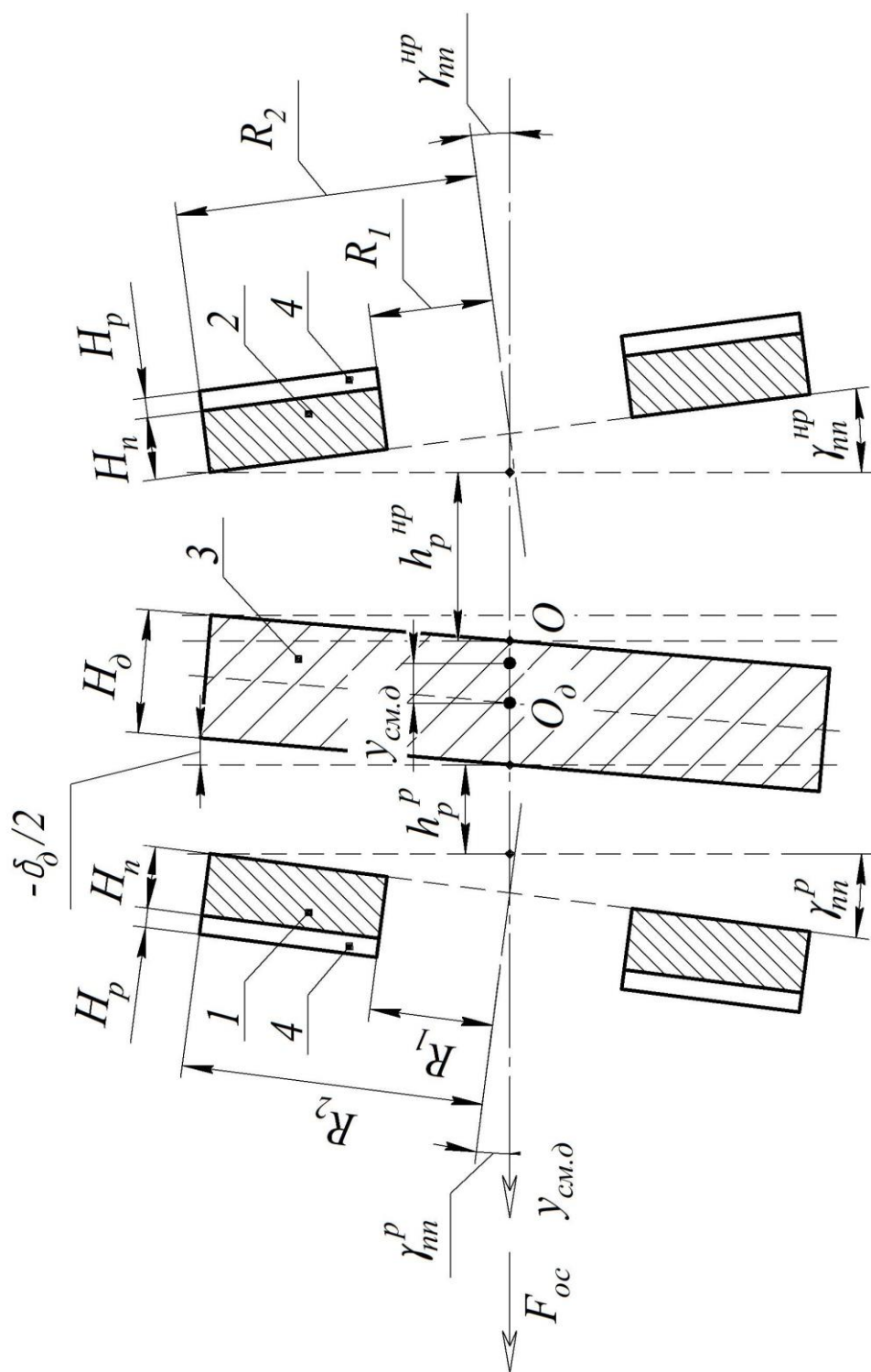


Рисунок 3.15 – Двусторонний упорный подшипник с самоустанавливающимися подушками: 1, 2 – подушки рабочей (р) и нерабочей (нр) сторон, 3 – опорный диск, 4 – ребро подушек;  $h_p$  – зазор под точкой опоры подушки



подушки до оси  $\chi_{nn}$  наклона поверхностей подушек в сторону вращения упорного диска; (рисунок 3.14);  $\gamma_{nn} = \delta_{nn}/(2R_2)$ ,  $\delta_{nn}$  – параметр перекоса;  $W$  – деформация подушки за счет свободного теплового расширения и силового воздействия;  $\theta_p$  – угловая координата точки опоры.

В безразмерном виде:

$$\bar{h}_i = \frac{h_i}{h_{p0}} = 1 + \bar{y}_{cm.\partial} + \bar{y}_{cm.ni} + \frac{(\sigma \bar{r} + 1)tg\alpha_i}{\sigma \lambda \psi} \sin \left[ \sigma \lambda (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi}) \right] + \frac{\bar{\delta}_{nn}}{\sigma \lambda \psi} [(\sigma + 1) + (\sigma \bar{r} + 1) \cdot \cos \left[ \sigma \lambda (\bar{\varphi} + \bar{\theta}_{nni}) \right]] - \frac{\bar{\delta}_\partial (\sigma \bar{r} + 1)}{\sigma \lambda \psi} \cos \left[ \sigma \lambda \left( \bar{\varphi} - \frac{\bar{\tau}}{Sh} \right) \right] + \bar{W}, \quad (3.123)$$

где  $\bar{\delta}_{nn} = \delta_{nn}/(2R_2)$ ,  $\bar{\delta}_\partial = \delta_\partial/(2R_2)$  – безразмерные параметры перекоса;

$\bar{y}_{cm.\partial} = \frac{y_{cm.\partial}}{h_{p0}}$ ,  $\bar{y}_{cm.ni} = \frac{y_{cm.ni}}{h_{p0}}$  – безразмерные координаты расположения диска и

$i$ -ой подушки;  $Sh = \frac{R_{cp}\theta}{R_{cp}\omega\tau}$  – критерий Струхала;  $\bar{\theta}_{nni} = \frac{\theta_{nni}}{\theta}$  – безразмерный угол

при перекосе  $i$ -ой подушки;  $\bar{W}$  – безразмерная термоупругая деформация.

Следует отметить, что для самоустанавливающейся подушки приобретает важное значение силовой прогиб от воздействия на рабочую поверхность распределенного давления смазочного слоя, что приводит к искажению формы зазора [22]. Для учета силовых и тепловых (термоупругих) факторов деформации подушки дополнительно может быть применено уравнение Тимошенко С. П. для упругого прогиба подушки, которая может быть представлена в виде пластины [82, 168, 264]. Термоупругие смещения неподвижной или самоустанавливающейся подушки также могут быть определены по закону термоупругости [266].

В случае рассмотрения конструкции двустороннего упорного подшипника скольжения с неподвижными или самоустанавливающимися подушками форма зазора (3.117, 3.118) или (3.122) с нерабочей стороны подшипника имеет уточнение:

$$\frac{h_{20}^{hp} - y_{cm.\partial}}{h_{20}} = 1 - \bar{y}_{cm.\partial}; \quad \frac{h_{p0}^{hp} y_{cm.\partial}}{h_{p0}} = 1 - \bar{y}_{cm.\partial}. \quad (3.124)$$

### 3.13 Условная граница пограничного слоя

Условная граница пограничного слоя, которая находится при вращении в межподушечном канале при  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$  между  $i$ -ой и  $(i+1)$  подушками (рисунк 3.16), можно аппроксимировать следующим выражением в размерном виде с рабочей стороны подшипника для одностороннего подшипника через кубический сплайн дефекта 1:

$$S_i(x) = a_i + b_i(x - x_i) + c_i(x - x_i)^2 + d_i(x - x_i)^3, \quad i = 1, 2, \quad (3.125)$$

где  $a_1 = h_2 = h_n$ ,

$a_2 = h_1 = h_0$ ,

$$b_1 = \frac{\varepsilon_2 - h_n}{\varepsilon_2 - \theta_n} - \frac{\varepsilon_2 - \theta_n}{3}(c_2 + 2c_1), \quad b_2 = \frac{h_0 - \varepsilon_2}{\theta - \varepsilon_2} - \frac{\theta - \varepsilon_2}{3}(c_3 + 2c_2), \quad (3.126)$$

$$d_1 = \frac{c_2 - c_1}{3(\varepsilon_2 - \theta_n)}, \quad d_2 = \frac{c_3 - c_2}{3(\theta - \varepsilon_2)},$$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – параметры вогнутости и выпуклости (фактически координата  $\varphi$  и толщина  $h$  пограничного слоя), позволяющие исследовать влияние формы условной границы пограничного слоя. Параметры  $c_i$  определяются путем решения следующих уравнений:

$$\begin{aligned} -\frac{2(\varepsilon_1 - \theta_n)}{3}c_1 - \frac{\varepsilon_1 - \theta_n}{3}c_2 &= h'(\theta_n) - \frac{\varepsilon_2 - h_n}{\varepsilon_1 - \theta_n}, \\ \frac{\varepsilon_1 - \theta_n}{3}c_1 - \frac{\theta - \theta_n}{3}c_2 + \frac{\theta - \varepsilon_1}{3}c_3 &= \frac{h_0 - \varepsilon_2}{\theta - \varepsilon_1} - \frac{\varepsilon_2 - h_n}{\varepsilon_1 - \theta_n}, \\ \frac{\theta - \varepsilon_1}{3}c_2 - \frac{2(\theta - \varepsilon_1)}{3}c_3 &= h'(\theta) - \frac{h_0 - \varepsilon_2}{\theta - \varepsilon_1}. \end{aligned} \quad (3.127)$$

При переводе параметров  $\theta_n, \theta, \varepsilon_1, \varepsilon_2, h_1, h_2$  в безразмерный вид функции  $\bar{S}_i(x)$  будут определять безразмерную толщину пограничного слоя.

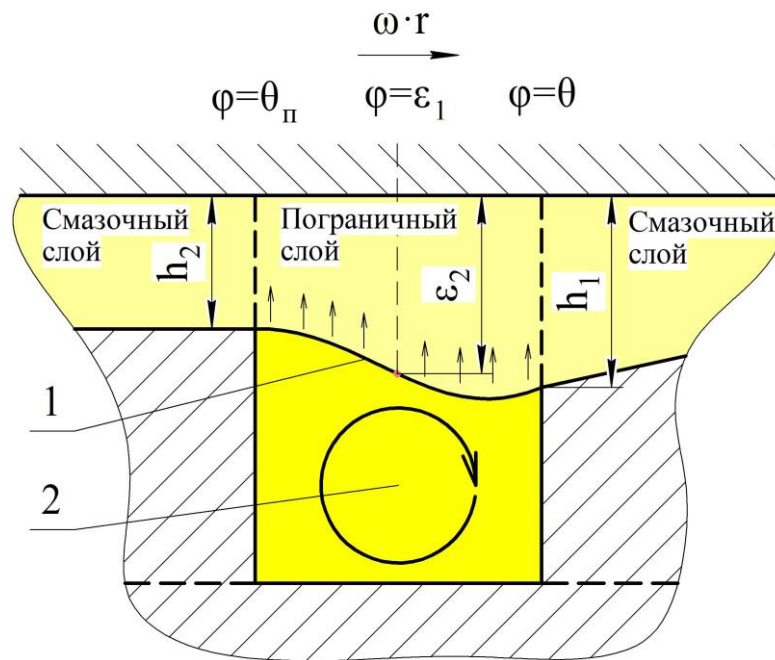


Рисунок 3.16 – К определению условной границы погранслоя:  
1 – условная граница, 2 – ядро потока межподушечного канала

Уравнение (3.125) обеспечивает плавность толщины  $h$  при переходе через узловые точки  $\varphi = \theta_n$  и  $\theta$ , что исключает скачки распределенных (температура, давление, скорости потока и др.) и интегральных характеристик упорного подшипника.

Следует отметить *физический смысл* принятого пограничного слоя: это отделенная область межподушечного канала с изменяемой условной границей на поверхности упорного диска, в которой при ламинарном режиме течения смазки происходят теплообменные и гидродинамические процессы между двумя соседними подушками при перемещении рабочей жидкости вдоль вращающегося диска и теплообменные процессы с центральным ядром МПК. Условная граница (рисунок 3.16) может быть по-разному представлена в зависимости от способа задания скорости  $V_y$  (см. уравнения (3.10, 3.14, 3.15)).

При *I способе* (уравнение (3.10)) условная граница 1 согласно граничному условию равенства нулю  $\vec{V} \cdot \vec{n} = 0$  (3.11) получается непроницаемой. При этом существует внутренний поперечный конвективный перенос свежей смазки с температурой  $t_0$  от границы 1 внутрь погранслоя с изменяемой скоростью  $V_y$ . Ядро потока 2 МПК с температурой подачи  $t_0$  и центральными кольцевыми вихревыми

образованиями в расчет ПТУГД модели не принимается. Свежая смазка поступает в погранслой при радиальном поступлении смазки со скоростью  $V_r$  в сечение  $(\theta_n \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y \leq h)$ , за счет чего поддерживается баланс массовых и тепловых потоков смазки подшипника (унос смазки происходит при боковых утечках подушки).

При *III способе* (уравнение (3.15)) условная граница 1 проницаемая, на ее границе высчитывается значение интенсивного втекания свежей смазки с температурой  $t_0$  на основе уравнения неразрывности (уравнение (3.14) при зафиксированном верхнем пределе интегрирования  $y = h$ ). Скорости  $V_r, V_\varphi$  при этом на условной границе равны нулю (граничные условия (3.6)).

### 3.14 Уравнение изменения угловой скорости упорного диска

Необходимо учесть, что при пуске, переходе с одного режима на другой и остановке компрессора величина угловой скорости  $\omega$  зависит от времени как параметр (рисунок 3.17), который заранее задается и не зависит от работы подшипника. Математически это можно описать выражениями:

- на отрезке времени (1-2) возрастания угловой скорости

$$\omega = \omega_1 \cdot \frac{\ln[\beta_{\omega 1}(\tau - \tau_0)]}{\ln[\beta_{\omega 1}(\tau_1 - \tau_0)]}, \tau \in [\tau_{\omega 1}, \tau_{\omega 2}] \quad (3.128)$$

- на отрезке времени (3-4) убывания угловой скорости

$$\omega = \omega_3 \cdot \exp[-\beta_{\omega 2}(\tau - \tau_{\omega 3})], \tau \in [\tau_{\omega 3}, \tau_{\omega 4}], \quad (3.129)$$

где  $\beta_{\omega 1}, \beta_{\omega 2}$  – коэффициенты изменения угловой скорости диска на соответствующих отрезках времени (1-2), (3-4). Они могут быть вычислены с достаточной степенью точности по формулам:  $\tau_0 = const$ ,

$$\beta_{\omega 1} = \frac{\omega_2 \ln[\beta_{\omega 1}(\tau_{\omega 2} - \tau_0)] - \omega_1 \ln[\beta_{\omega 1}(\tau_1 - \tau_0)]}{\omega_2 - \omega_1}, \quad (3.130)$$

$$\beta_{\omega 2} = \frac{1}{\tau_{\omega 4} - \tau_{\omega 3}} \ln\left(\frac{\omega_3}{\omega_4}\right), \quad (3.131)$$

где  $\tau_{\omega 1}, \omega_1$  и  $\tau_{\omega 2}, \omega_2, \tau_{\omega 3}, \omega_3$  и  $\tau_{\omega 4}, \omega_4$  – время и изменение угловой скорости при изменении режима работы компрессора. Такая постановка задачи совместно с из-

менением формы зазора упорного подшипника по уравнениям (3.117, 3.118) или (3.122) позволяет полноценно изучить влияние переходных режимов работы ЦК или ВК на характеристики упорного подшипника.

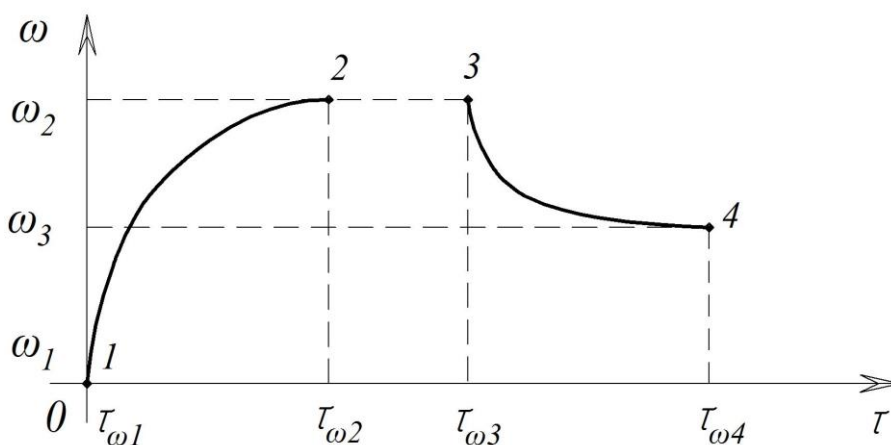


Рисунок 3.17 – Изменение угловой скорости вращения упорного диска  $\omega$  при изменении режима работы компрессорной машины

Исходные данные зависимости угловой скорости от времени в заданных диапазонах  $[\omega_1, \omega_2]$ ,  $[\omega_3, \omega_4]$  также могут быть представлены в табличной форме. Учет изменения угловой скорости вращения упорного диска позволяет также дополнительное обезразмеривание этого параметра в отличие от предыдущих исследований [119, 168, 169]:  $\bar{\omega} = \omega / \omega_*$  – безразмерная угловая скорость, где  $\omega_*$  – характерная или максимальная на рассматриваемом интервале времени угловая скорость,  $\omega$  – изменяемая угловая скорость.

### 3.15 Выводы

Представлена наиболее обобщенная математическая модель статического и динамического режимов работы упорного подшипника скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК на основе периодической термоупругогидродинамической (ПТУГД) постановки задачи. Определяющие уравнения ПТУГД модели в нестационарном виде выведены после критериальной оценки из укороченных исходных уравнений Навье-Стокса, неразрывности и внутренней энергии, являющихся математическим выражением фундаментальных законов сохранения количества движения, массы и энергии. Для каждого определяющего уравнения заданы области определения функции и аргумента, начальные и граничные условия, обеспечивающие существование и единственность ре-

шения задачи. Количество уравнений равно количеству неизвестных ( $p, t, T_n, T_o, \mu, \rho, h, \alpha, y_{см,n}, \omega$ ), что также обеспечивает единственность решения задачи при наличии достаточных начальных и граничных условий.

Таким образом, ПТУГД математическая модель, позволяющая учитывать нестационарность течения смазки в зазорах упорного подшипника скольжения, включает в себя следующие уравнения:

1) дивергентное дифференциальное уравнение Рейнольдса (3.27), описывающее распределение давления в смазочном слое в области  $L_1$  при  $R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, 0 \leq y \leq h$  с граничными условиями (3.29-3.32);

2) дивергентное дифференциальное уравнение энергии (3.37) с начальными и граничными условиями (3.38-3.52), описывающее трехмерное распределение температуры в смазочном и пограничном слоях во всей области  $L_2$  при  $R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, \theta_n \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y \leq h$ ;

3) дивергентное дифференциальное уравнение теплопроводности для подушки (3.53) с начальными и граничными условиями (3.54-3.64), описывающее трехмерное распределение температуры в области  $L_3$  при  $R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, 0 \leq y_n \leq H_n$ ;

4) дивергентное дифференциальное уравнение теплопроводности для упорного диска (3.66) с начальными и граничными условиями (3.67-3.77), описывающее трехмерное распределение температуры в области  $L_4$  при  $R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, \theta_n \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y_o \leq H_o$ ;

5) зависимости вязкости  $\mu = f(t)$  и плотности  $\rho = f(t)$  смазки от температуры (3.78, 3.79);

6) форма зазора для неподвижной (3.117, 3.118) или самоустанавливающейся (3.122) подушки с учетом параметров перекоса, биения упорного диска и тепловых деформаций;

7) уравнение условной границы пограничного слоя (3.125), позволяющее учитывать совместные теплообменные процессы между соседними подушками и межподушечным каналом подшипника;

Нестационарность течения смазки упорного подшипника определенным образом характеризуется осевым перемещением упорного диска за счет в первую

очередь переменных газовых сил компрессорной машины (например, центробежной) или за счет осевого биения диска. Ввод нестационарности течения смазки происходит с помощью:

8) постановка прямой задачи (задается в явном виде уравнение осевого перемещения диска (3.82)) или обратной нелинейной задачи (задается изменение осевой газовой силы и решается уравнение динамики ротора (3.91) или (3.92) с начальным условием (3.93));

9) при рассмотрении исполнения упорного подшипника с самоустанавливающимися подушками необходимо дополнительно решать два уравнения динамики (3.102, 3.111) с начальными условиями (3.103, 3.115), соответственно, определяющие угол поворота относительно поверхности диска и осевое перемещение подушки;

10) переходный режим работы упорного подшипника может быть вызван также изменением угловой скорости упорного диска  $\omega = f(\tau)$ , выраженным уравнениями (3.128, 3.129), которые совместно с уравнением изменения толщины смазочного и пограничного слоев позволяют изучить влияние изменения  $\omega$  на локальные и интегральные характеристики подшипника в зависимости от времени, а также

11) уравнения для вычисления скоростей течения смазки в смазочном и пограничном слоях (3.7, 3.8, 3.10 или 3.14).

Сложность разработанной математической модели не допускает применения аналитических зависимостей из-за существенных упрощений и, следовательно, потери точности результатов. В этом случае применяются численные методы, например, методы конечных разностей и конечных элементов с построением сеток аппроксимирующих областей  $L_1...L_4$ . Эти методы зарекомендовали себя с положительной стороны в виду простоты реализации и надежности вычислительного алгоритма [267], необходимых для адекватного решения задач гидродинамической теории смазки. Дополнительным преимуществом метода конечных разностей является также возможность использования разных граничных условий и форм смазочного и пограничного слоев, а также анализ их влияния на характеристики упорного подшипника, не изменяя самой структуры составленной программы расчетов.

## ГЛАВА 4 ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОТЫ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.

### ПРИНЯТЫЕ ДОПУЩЕНИЯ

Приведены принятые допущения нестационарной ПТУГД математической модели работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины, алгоритмы и методы численной реализации модели, описание массового и тепловых балансов потоков и вычисление интегральных характеристик подшипника. Численная реализация математической модели строится на основе аппроксимации основных уравнений Рейнольдса (3.33) и энергии (3.37) на прямоугольной кусочно-равномерной сетке, согласованной с границами подушек подшипника. При этом использовалась техника метода конечных разностей, метода конечных элементов с применением квадратурных формул трапеций для вычисления интегралов и разрывного предельного метода Петрова-Галеркина, что обеспечивает высокую точность и физическую корректность моделирования. При записи разностных схем использовались принятые в теории разностных схем [268] обозначения для разностных отношений, а также обозначения для квадратурных сумм и разностных отношений, принятые в [269] при записи схем метода сумматорных тождеств для многомерных уравнений в частных производных. При записи разностных схем только в этой главе для простоты черточки над безразмерными переменными были опущены.

#### 4.1 Принятые допущения математической модели

Принятые допущения состоят в следующем:

1) рассматривается односторонний упорный подшипник скольжения в направлении действия осевой силы без влияния нерабочей стороны. В этом случае с тыльной стороны упорного диска ставится граничное условие третьего рода (3.70);

2) рассматриваются только неподвижные подушки упорного подшипника и, следовательно, не учитываются уравнения динамики самоустанавливающейся подушки: качания (3.102) и движения в осевом направлении (3.111);



3) не учитываются перекося вращения упорного диска относительно оси вращения ротора компрессора и перекося поверхности неподвижных подушек подпятника относительно поверхности диска:  $\gamma_{nn} = 0$ ,  $\delta_{\partial} = 0$  (см. рисунки 3.13, 4.1). Это приводит к тому, что может быть рассмотрена только одиночная подушка с межподушечным каналом, которые совместно составляют элемент периодичности. В этом случае для элемента характерно единственное периодическое граничное условие сопряжения по  $\varphi$  теплового потока (3.42) для уравнения энергии на границе единой области  $L_2$  смазочного и пограничного слоев; для упорного диска принимаются тепловые граничные условия (3.69). При отсутствии перекосов несущая способность может быть вычислена по уравнению (3.100).

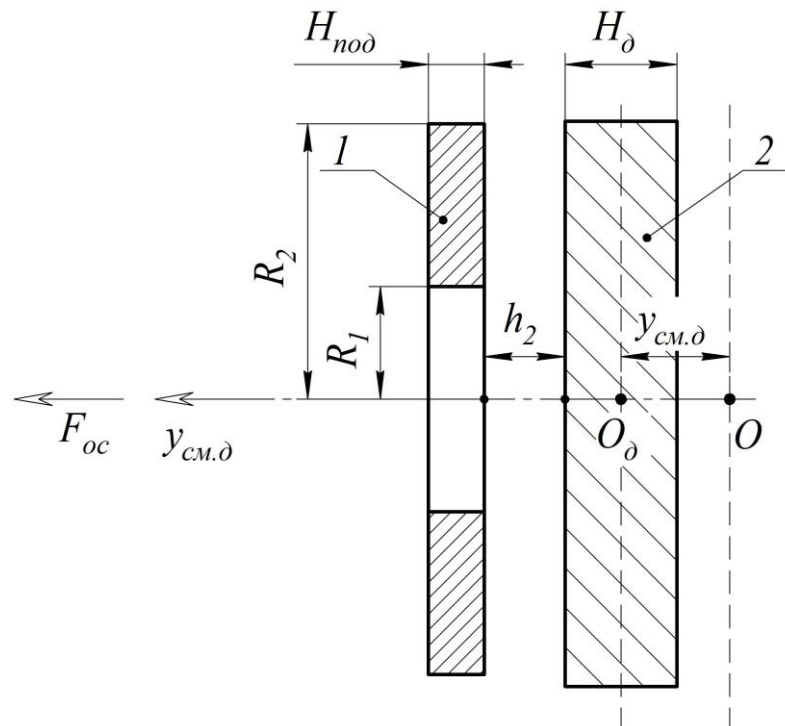


Рисунок 4.1 – Односторонний УПС компрессорной машины:  
1 – неподвижные подушки подпятника, 2 – упорный диск,  
 $h_2$  – рабочий зазор,  $F_{oc}$  – осевая сила

Следовательно, при отбрасывании нерабочих слагаемых зазор в упорном подшипнике (рисунок 4.1) в размерном виде будет равен:

- винтовая поверхность клинового скоса

$$h = h_{20} + y_{см.д} + \delta_{ск} (1 - \varphi / \theta_k) \delta_k + \alpha_n \int_0^{H_n} T_n(\theta_n, y_n) - T_n(\varphi, y_n) dy_n, \quad (4.1)$$

$$\delta_{\kappa} = \begin{cases} 1, 0 \leq \varphi \leq \theta_{\kappa} \\ 0, \theta_{\kappa} < \varphi \leq \theta_n; \end{cases}$$

- поверхность с параллельным МПК скосом

$$h = h_{20} + y_{см.д} + \delta_{\kappa} \left(1 - \frac{r \sin \varphi}{\eta_{\kappa}}\right) + \alpha_n \int_0^{H_n} T_n(\theta_n, y_n) - T_n(\varphi, y_n) dy_n, \quad (4.2)$$

$$\delta_{\kappa} = \begin{cases} 1, 0 \leq \varphi \leq \theta_{\kappa} \\ 0, \theta_{\kappa} < \varphi \leq \theta_n, \end{cases}$$

где  $r, \varphi$  – радиальная и угловая координаты;  $y_{см.д}$  – координата расположения упорного диска;  $\delta_{\kappa} = \Delta h = (h_1 - h_2)$  – глубина клинового скоса на входной кромке подушки;  $\alpha_n$  – коэффициент линейного расширения материала подушки;  $\delta_{\kappa}$  – единичная функция.

В безразмерном виде:

- винтовая поверхность клинового скоса

$$\bar{h} = \frac{h}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{см.д} + \varepsilon_0 \left(1 - \bar{\varphi} / (\bar{\theta}_{\kappa} \bar{\theta}_n)\right) \delta_{\kappa} + \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\psi} \int_0^1 [\bar{T}_n(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_n(\bar{\varphi}, \bar{y}_n)] d\bar{y}_n, \quad (4.3)$$

$$\delta_{\kappa} = \begin{cases} 1, 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_{\kappa} \bar{\theta}_n, \\ 0, \bar{\theta}_{\kappa} \bar{\theta}_n < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n; \end{cases}$$

- поверхность с параллельным МПК скосом

$$\bar{h} = \frac{h}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{см.д} + \varepsilon_0 \left[1 - \frac{(\sigma \bar{r} + 1) \sin(\sigma \lambda \bar{\varphi})}{\bar{\eta}_{\kappa}}\right] \delta_{\kappa} + \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\psi} \int_0^1 [\bar{T}_n(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_n(\bar{\varphi}, \bar{y}_n)] d\bar{y}_n, \quad (4.4)$$

$$\delta_{\kappa} = \begin{cases} 1, 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\varphi}_{\kappa}, \\ 0, \bar{\varphi}_{\kappa} < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n, \text{ где } \bar{\varphi}_{\kappa} = \frac{1}{\sigma \lambda} \arcsin \frac{\bar{\eta}_{\kappa}}{(\sigma \bar{r} + 1)}, \end{cases}$$

где  $\varepsilon_0 = \Delta h / h_{20}$  – относительная клиновидность подушки;  $\bar{\eta}_{\kappa} = \eta_{\kappa} / R_{cp}$  – относительная ширина клинового скоса;  $\alpha_n^* = \alpha_n / \beta$ ;  $\beta$  – температурный коэффициент вязкости смазки;  $\delta_{\kappa}$  – единичная функция.

## 4.2 Сеточные области для математической модели

Построим в ранее описанных областях  $L_1, L_2, L_3, L_4$  согласованные кусочно-равномерные сетки  $L_{1h}, L_{2h}, L_{3h}, L_{4h}$  следующим образом (рисунок 4.2).

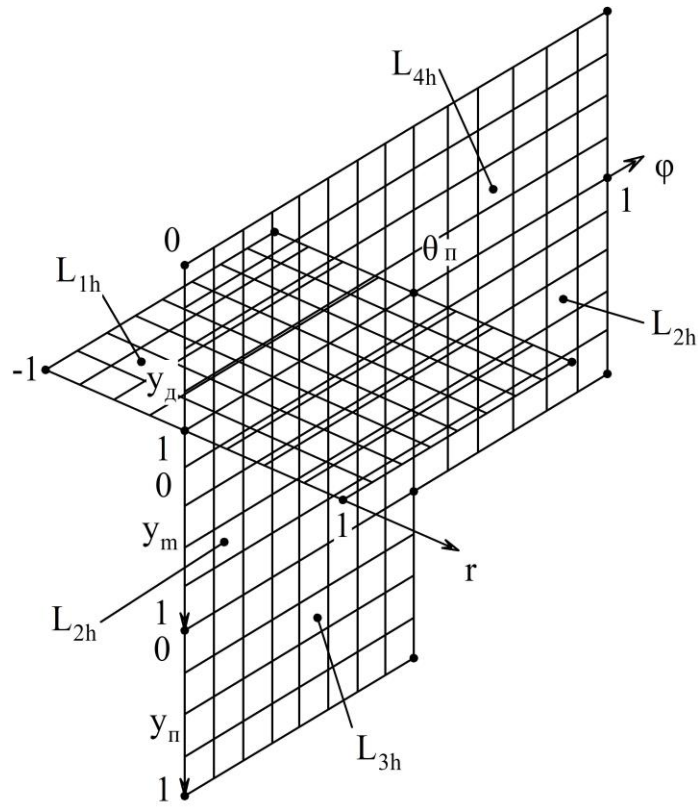


Рисунок 4.2 – Сеточные области

На отрезке  $(0 \leq \varphi \leq 1)$  введем в рассмотрение множество точек  $\varphi_i$ ,  $i = 0, 1, \dots, N_\varphi$ , так чтобы  $\varphi_{N_{\theta_k}} = \theta_k$ ,  $\varphi_{N_{\theta_n}} = \theta_n$ ,  $\varphi_{N_\varphi} = 1$ . Через  $h_{\varphi,i}$  обозначим шаги сетки по направлению  $\varphi$ :

$$h_{\varphi,i} = \varphi_{i+1} - \varphi_i, \quad i = 0, 1, \dots, N_\varphi - 1, \quad (4.5)$$

$$h_{\varphi,i} = \begin{cases} h_{\varphi,0} / 2, & i = 0, \\ (h_{\varphi,i-1} + h_{\varphi,i}) / 2, & i = 1, \dots, N_{\theta_n} - 1, \\ h_{\varphi,N_{\theta_n}-1} / 2, & i = N_{\theta_n}. \end{cases} \quad (4.6)$$

Одномерные сеточные области  $\{\varphi_i\}_{i=0}^{N_{\theta_n}}$  и  $\{\varphi_i\}_{i=0}^{N_\varphi}$  обозначим через  $\omega_{\varphi_n}$  и  $\omega_\varphi$  соответственно. На отрезке  $(-1 \leq r \leq 1)$  построим одномерную сетку  $\omega_r = \{r_i, i = 0, 1, \dots, N_r - 1\}$ . Шаги сетки по переменной  $r$  обозначим  $h_r$ :

$$h_{r,i} = r_{i+1} - r_i, \quad i = 0, 1, \dots, N_r - 2, \quad (4.7)$$

$$h_{r,i} = \begin{cases} h_{r,0} / 2, & i = 0, \\ (h_{r,i-1} + h_{r,i}) / 2, & i = 1, \dots, N_r - 2, \\ h_{r,N_r-1} / 2, & i = N_r - 1. \end{cases} \quad (4.8)$$

На отрезках  $(0 \leq y_n \leq 1)$ ,  $(0 \leq y_{\partial} \leq 1)$  и  $(0 \leq y_m \leq 1)$  построим одномерные сетки:

$$\begin{aligned} \omega_{y_n} &= \{y_{n,i}, \quad i = 0, 1, \dots, N_{y_n} - 1\}, \\ \omega_{y_{\partial}} &= \{y_{\partial,i}, \quad i = 0, 1, \dots, N_{y_{\partial}} - 1\}, \\ \omega_{y_m} &= \{y_{m,i}, \quad i = 0, 1, \dots, N_{y_m} - 1\}. \end{aligned} \quad (4.9)$$

Шаги сеток по переменным  $y_n$ ,  $y_{\partial}$ ,  $y_m$  обозначим  $h_{y_n}$ ,  $h_{y_{\partial}}$ ,  $h_{y_m}$  соответственно:

$$\begin{aligned} h_{y_n,i} &= y_{n,i+1} - y_{n,i}, \quad i = 0, 1, \dots, N_{y_n} - 2, \\ h_{y_{\partial},i} &= y_{\partial,i+1} - y_{\partial,i}, \quad i = 0, 1, \dots, N_{y_{\partial}} - 2, \\ h_{y_m,i} &= y_{m,i+1} - y_{m,i}, \quad i = 0, 1, \dots, N_{y_m} - 2, \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$h_{y,i} = \begin{cases} h_{y,0} / 2, & i = 0, \\ (h_{y,i-1} + h_{y,i}) / 2, & i = 1, \dots, N_y - 2, \\ h_{y,N_y-1} / 2, & i = N_y - 1. \end{cases} \quad (4.11)$$

Для направления времени введем равномерную сетку на отрезке  $[0, \tau_{\max}]$  с шагом  $h_{\tau}$ :

$$\bar{\omega}_{\tau} = \{\tau_j = 0, h_{\tau}, 2h_{\tau}, \dots, \tau_{\max}\}, \quad \omega_{\tau} = \bar{\omega}_{\tau} \setminus \{\tau_{\max}\}. \quad (4.12)$$

В этих обозначениях двумерные и трехмерные сеточные области  $L_{1h}, L_{2h}, L_{3h}, L_{4h}$  определяются как соответствующие декартовы произведения

$$\begin{aligned} L_{1h} &= \omega_{\varphi_n} \times \omega_r, & L_{2h} &= \omega_{y_m} \times \omega_{\varphi} \times \omega_r, \\ L_{3h} &= \omega_{y_n} \times \omega_{\varphi_n} \times \omega_r, & L_{4h} &= \omega_{y_{\partial}} \times \omega_{\varphi} \times \omega_r. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Граничные точки сеточных множеств  $L_{ih}$ , обозначим  $\Gamma_{ih}$ ,  $i = \overline{1, 4}$ .

### 4.3 Численное решение уравнения Рейнольдса

Уравнение Рейнольдса (3.33) аппроксимируем разностной схемой метода сумматорных тождеств. Для внутренних точек схема имеет вид:

$$\begin{aligned}
& -(ap_{\bar{r}})_{\hat{r},i,j} - (ap_{\bar{\varphi}})_{\hat{\varphi},i,j} = ShA_{i,j}(\sigma r_i + 1) + \left( \omega(\sigma r + 1)h(x) f_{2h}(x) \right)_{\hat{\varphi},i,j} - \\
& - \lambda^2 \sigma \psi Re \frac{h_{\varphi_j} \left( h^3(x) f_{1h}(x, p_{\varphi}(x)) \right)_{\tilde{r},i,j} + h_{\varphi_{j-1}} \left( h^3(x) f_{1h}(x, p_{\bar{\varphi}}(x)) \right)_{\tilde{r},i,j}}{2\hbar_{\varphi_j}}
\end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\forall i, j: x = (r_i, \varphi_j) \in L_{1,h}.$$

На границах по радиальной координате  $r$  давление задается (условие Дирихле):

$$\begin{aligned}
p|_{r=-1} &= p_{R_1}, \\
p|_{r=+1} &= p_{R_2}.
\end{aligned} \quad (4.15)$$

Для точек на левой границе по угловой координате  $\varphi$  в случае, если не задано условие первого рода (условие Неймана):

$$\begin{aligned}
& -(ap_{\bar{r}}^h)_{\hat{r},i,0} - b_{i,1} p_{\varphi,i,0}^h \frac{1}{\hbar_{\varphi,0}} = ShA_{i,0}(\sigma r_i + 1) + \left( \omega(\sigma r + 1)h(x) f_2(x) \right)_{\varphi,i,0} - \\
& - \lambda^2 \sigma \psi Re \left( h^3(x) f_1(x, p_{\varphi}(x)) \right)_{\tilde{r},i,0}
\end{aligned} \quad (4.16)$$

Для точек на правой границе по угловой координате  $\varphi$  в случае, если не задано условие первого рода (условие Неймана):

$$\begin{aligned}
& -(ap_{\bar{r}}^h)_{\hat{r},i,N_{\theta_n}-1} - b_{i,N_{\theta_n}-1} p_{\bar{\varphi},i,N_{\theta_n}-1}^h \frac{1}{\hbar_{\varphi,N_{\theta_n}}} = ShA_{i,N_{\theta_n}-1}(\sigma r_i + 1) + \\
& + \left( \omega(\sigma r + 1)h(x) f_2(x) \right)_{\bar{\varphi},i,N_{\theta_n}-1} - \lambda^2 \sigma \psi Re \left( h^3(x) f_1(x, p_{\bar{\varphi}}(x)) \right)_{\tilde{r},i,N_{\theta_n}-1}.
\end{aligned} \quad (4.17)$$

Здесь буква  $p$  обозначает сеточную функцию давления. Символы  $f_{\alpha,h}$  обозначают аппроксимации функций  $f_{\alpha}, \alpha = 0, 1, 2$ , которые вычисляем по формулам (3.34), используя для аппроксимации интегралов составные квадратурные формулы трапеций [269]. Функции  $a$  и  $b$ , а также специальные конечные разности для некоторой сеточной функции  $f$  определяются формулами

$$\begin{aligned}
a_{i,j} &= \lambda^2 \frac{(h^3 f_0)_{i-1,j} + (h^3 f_0)_{i,j}}{2}, \quad b_{i,j} = \frac{(h^3 f_0)_{i,j-1} + (h^3 f_0)_{i,j}}{2}, \\
f_{\tilde{r},i,j} &= \frac{f_{i+1,j} - f_{i-1,j}}{2\hbar_{r,i}}, \quad f_{\bar{\varphi},i,j} = \frac{f_{i,j+1} - f_{i,j-1}}{2\hbar_{\varphi,j}}, \quad i, j: (r_i, \varphi_j) \in L_{1h},
\end{aligned}$$

$$f_{\hat{r},i,j} = \frac{f_{i+1,j} - f_{i,j}}{h_{r_i}}. \quad (4.18)$$

Разностная схема (4.14) является нелинейной по давлению  $p$  при фиксированных значениях температуры  $t$ . Левая часть уравнения может быть записана на пятиточечном шаблоне типа «крест». Ее можно также записать в виде системы уравнений

$$\begin{aligned} A_{i,j} p_{i,j} - B_{i,j} p_{i-1,j} - C_{i,j} p_{i,j-1} - D_{i,j} p_{i+1,j} - E_{i,j} p_{i,j+1} = \\ = F_{i,j}(p_{i-1,j-1}, p_{i-1,j}, p_{i-1,j+1}, p_{i+1,j-1}, p_{i+1,j}, p_{i+1,j+1}) \end{aligned} \quad (4.19)$$

с симметризуемой матрицей коэффициентов. Сеточная функция  $F_{i,j}$  в правой части уравнения зависит нелинейно от давления  $p$  в множестве точек. Для решения системы использован метод нижней релаксации со стабилизированным методом бисопряженных коэффициентов. При реализации метода требуется задать начальное приближение  $p$  во всех точках сетки, а затем построить последовательность приближений к решению разностной схемы по формулам

$$\begin{aligned} A_{i,j}^{k+1} z_{i,j}^{k+1} - B_{i,j}^{k+1} z_{i-1,j}^{k+1} - C_{i,j}^{k+1} z_{i,j-1}^{k+1} - D_{i,j}^{k+1} z_{i+1,j}^{k+1} - E_{i,j}^{k+1} z_{i,j+1}^{k+1} = \\ = F_{i,j}^k(p_{i-1,j-1}^k, p_{i-1,j}^k, p_{i-1,j+1}^k, p_{i+1,j-1}^k, p_{i+1,j}^k, p_{i+1,j+1}^k), \\ p_{i,j}^{k+1} = \tau_{\text{Re}} z_{i,j}^{k+1} + (1 - \tau_{\text{Re}}) p_{i,j}^k, \quad k = 0, 1, \dots, \end{aligned} \quad (4.20)$$

где  $\tau_{\text{Re}} \in (0, 2)$  – итерационный параметр, выбираемый экспериментальным путем для достижения наивысшей скорости сходимости итерационного метода. Итерации считаем законченными при выполнении условия

$$\max_{i,j} \left| p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^k \right| \leq \varepsilon_p \max_{i,j} \left| p_{i,j}^{k+1} \right| \quad (4.21)$$

при достаточно малом  $\varepsilon_p > 0$  или останавливаем процесс после определенного

числа итераций  $k_p$ . Последнее из вычисленных приближений  $p^{k+1}$  принимаем в качестве решения схемы (4.14).

#### 4.4 Численные методы решения уравнения энергии

В разделе 4.2 было введено прямоугольное разбиение  $L_{2h}$ . Пусть  $i_r, i_\varphi, i_y$  – индексы, соответствующие направлениям  $r, \varphi, y$ . Конечные элементы, образован-

ные разбиением  $K = K_{i_r, i_\varphi, i_y} \in L_{2h}$ , упорядочим таким образом, что индекс  $i_r$ , соответствующий направлению  $r$ , изменяется быстрее  $\varphi$ , а  $\varphi$  быстрее  $y$ . Тогда глобальный индекс  $K$ -того элемента определим по формуле

$$i_{gl} = i_y N_r N_\varphi + N_r i_\varphi + i_r. \quad (4.22)$$

Центральную точку на элементе  $K$  обозначим через  $x_c$ . Для обозначения остальных точек определим правило: если точка находится слева от точки  $x_c$  по направлению  $r$ , то в обозначении появляется индекс  $rl$ , если справа –  $rr$ , например,  $x_{rl}$  – центральная точка элемента, расположенного слева по  $r$  относительно  $K$ -того элемента. Для направлений  $\varphi$ ,  $y$ , аналогично, будем использовать индексы  $x_{pl}, x_{pr}, x_{yl}, x_{yr}$ .

Введем возможность использовать несколько индексов для обозначения диагональных смещений от рассматриваемого элемента  $K$ . Индексы пропишем последовательно в соответствии со скоростью изменения в глобальной индексации. Пример:  $x_{pryl}$  – точка, находящаяся на элементе справа по  $\varphi$  и слева по  $y$ , относительно  $K$ -того элемента. Аналогичная индексация вводится для сторон элемента разбиения. Пример:  $e_{rl}$  – левая граница в направлении  $r$ , на элементе  $K$ ,  $x_{erl}$  – точка, находящаяся в центре границы  $e_{rl}$  элемента  $K$ . Для элементов  $K$ , примыкающих к границе по  $y$ , точки  $x_{eyl}$  и  $x_{eyr}$  обозначаются  $z_l$ ,  $z_r$  соответственно.

Главной особенностью задачи является сложная (искривленная) геометрия расчетной области, обусловленная переменной толщиной смазочного слоя  $h(r, \varphi)$ . Эта толщина изменяется под воздействием трех факторов: заданного геометрического профилирования и термоупругих деформаций рабочей поверхности неподвижной подушки, которые, в свою очередь, зависят от расчетного температурного поля. Для этого выполняется специальная замена переменных. Целью этого преобразования является отображение исходной физической области, ограниченной двумя неплоскими поверхностями, на единый канонический прямоугольник в новых координатах (рисунок 4.3).

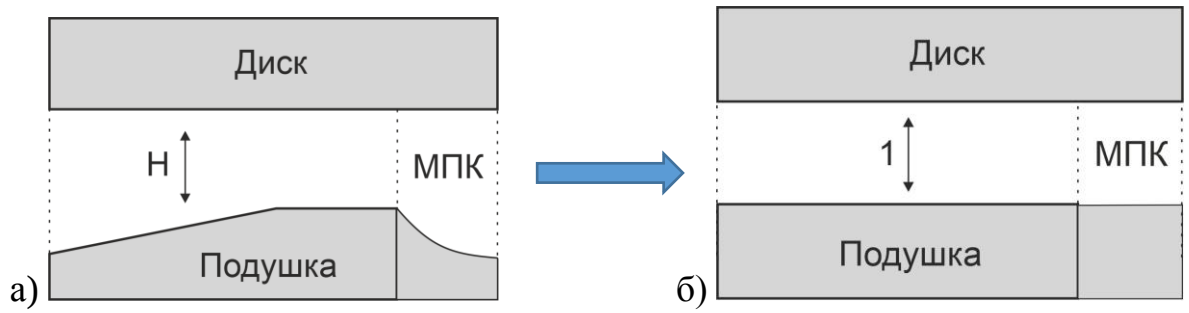


Рисунок 4.3 – Сечение элемента периодичности в плоскости « $\varphi - y$ »:  
а – до преобразования, б – после преобразования

Принципиально важно, что данное преобразование подобрано таким образом, чтобы дивергентная (консервативная) форма исходного уравнения энергии была сохранена. Это позволяет использовать консервативные методы расчета, определять потоки и их дисбаланс на границах расчетной области.

Рассмотрим уравнение энергии (3.37) в смазочном и пограничном слоях с соответствующими граничными условиями по области  $L_2$ . В преобразованных координатах уравнение энергии приобретает следующий вид:

$$b_m \frac{\partial(\rho t)}{\partial \tau} + \text{div}(V_m t - K_m \nabla t) = f_m, \quad (4.23)$$

$$\text{где } b_m = ShPec \frac{\partial(\rho t)}{\partial \tau} (\sigma r + 1)h,$$

$$V_m = \begin{pmatrix} V_{m,r} \\ V_{m,\varphi} \\ V_{m,y} \end{pmatrix} = Pec \rho \begin{pmatrix} \frac{\lambda V_r}{V_\varphi} \\ \frac{1}{\sigma r + 1} \\ -\frac{\partial h}{\partial r} \frac{\lambda y V_r}{h} - \frac{\partial h}{\partial \varphi} \frac{y V_\varphi}{(\sigma r + 1)h} + \frac{V_y}{\psi h} \end{pmatrix}, \quad (4.24)$$

$$K_m = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{m,\varphi\varphi} & K_{m,\varphi y} \\ 0 & K_{m,y\varphi} & K_{m,yy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \psi \frac{\lambda_m}{(\sigma r + 1)^2} & \psi \frac{\lambda_m}{(\sigma r + 1)^2} \left( -\frac{\partial h}{\partial \varphi} \frac{y}{h} \right) \\ 0 & \psi \frac{\lambda_m}{(\sigma r + 1)^2} \left( -\frac{\partial h}{\partial \varphi} \frac{y}{h} \right) & \psi \frac{\lambda_m}{(\sigma r + 1)^2} \left( \frac{\partial h}{\partial \varphi} \frac{y}{h} \right)^2 + \frac{\lambda_m}{\psi h^2} \end{pmatrix}.$$



Построим для этого уравнения схему разрывного метода Петрова-Галеркина, следуя [270]. Выбор схемы обусловлен локальной и глобальной консервативностью, построенных на основе метода сеточных схем, а также малой схемной вязкостью, уменьшающей искажения температурных фронтов. Для этого введем ряд функциональных пространств:

$$\begin{aligned}
 V_{h,m} &= \{\eta_h \in L_\infty(L_2) : \eta_h|_K \in P_0(K), \quad K \in \mathcal{T}_{h,m} : K \cap \Gamma_{N3} = \emptyset; \\
 &\quad \eta_h|_K \in P_{1,y}(K), \quad K \in \mathcal{T}_{h,m} : K \cap \Gamma_{N3} \neq \emptyset\}, \\
 &\circ \\
 V_{h,m} &= \{\eta_h \in V_{h,m}, \eta_h = 0 \text{ вне } L_2\}, \\
 X_{h,\tau} &= \{w(\tau) \in V_{h,m}, \tau \in \bar{\omega}_\tau\}, \\
 V_{h,m}^3 &= V_{h,m} \times V_{h,m} \times V_{h,m},
 \end{aligned} \tag{4.25}$$

где  $P_{1,\alpha}(K)$  – пространство функций линейных на  $K$  по направлению  $\alpha = \{r, \varphi, y\}$  и постоянных в остальных направлениях,  $P_0(K)$  – пространство полиномов нулевой степени на элементе  $K$ ,  $\Gamma_{N3}$  – граница области  $L_2$ , которая контактирует с областями  $L_3$  и  $L_4$ .

Пусть  $\Gamma_{h,N3}$  – разбиение части границы  $\Gamma_{N3}$ , согласованное с разбиением  $L_{2h}$ . На каждой стороне элемента  $K \in L_{2h}$  выберем вектор  $p$  как единичную нормаль к границе элемента  $K$ , ориентированную так, чтобы скалярное произведение  $(1,1,1) \cdot p$  было положительным. Тогда для всех  $t_h \in X_{h,\tau}$  при всех  $\tau \in \omega_\tau$  можно записать сеточную схему для уравнения энергии в операторном виде:

$$B(\rho t_h)_{\bar{\tau}} + (A_v + A_q + A_g)t_h = F + F_g, \tag{4.26}$$

где операторы определяются следующими соотношениями

$$\begin{aligned}
 Bu \cdot w_h &= \sum_{K \in L_{1h}} \int_K b_m u w_h dx, \\
 A_v u \cdot w_h &= \sum_{K \in L_{2h}} \int_K (-u V_m \cdot \nabla w_h) dx + \\
 &\quad + \sum_{\substack{\gamma \in \partial K \\ \gamma \cap \Gamma_{h,N3}}} \int_\gamma [u_{h,+p}(V_m \cdot p)^- - u_{h,-p}(V_m \cdot p)^+](w_{n,+p} - w_{n,-p}) dx,
 \end{aligned}$$

$$A_q u \cdot w_h = \sum_{K \in L_{2h}} \int_K q \cdot \nabla w_h dx + \sum_{\substack{\gamma \in \partial K \\ \gamma \setminus \Gamma_{h,N3}}} \int_{\gamma} (w_{h,+p} - w_{h,-p}) q_{h,+p} \cdot p dx,$$

$$A_g u \cdot w_h = \sum_{\gamma \in \Gamma_{h,N3}} \int_{\gamma} \sigma_m u w_h dx,$$

$$F \cdot w_h = \sum_{K \in L_{2h}} \int_K f_m w_h dx, \quad F_g \cdot w_h = \sum_{\gamma \in \Gamma_{h,N3}} \int_{\gamma} \bar{g}_m w_h dx,$$

◦

для  $\forall u, w_h \in V_{h,m}$ , где  $w_{\pm p}$  – предельное значение функции  $w$  с прилегающего конечного элемента со стороны  $\pm p$ ,  $w^{\pm}$  – положительная или отрицательная часть функции  $w$ .

Функция  $q_h \in V_{h,m}^3$  представляет собой функцию кондуктивного потока на значении сеточной аппроксимации температуры и давления:

$$q_{h,i} = \sum_{j \in \{r, \varphi, y\}} K_{m,ij}(x_c, t_h) d_{h,j}, \quad x \in K, \quad i \in \{r, \varphi, y\}, \quad (4.27)$$

где  $K_{m,ij}$  – кондуктивные коэффициенты стоящие при градиенте температуры в уравнении энергии,  $d_{h,j} \in V_{h,m}$  – компонента аппроксимации градиента в соответствии с [270]. Операторы  $A_{\gamma}$  и  $F_g$  представляют собой операторы, учитывающие краевое условие на границах с диском и подушкой.

Для решения представленной сеточной схемы строится итерационный процесс:

$$B \left( \frac{\rho^{k,k+1} t_h - \tilde{\rho} \tilde{t}_h}{h_{\tau}} \right) + (A_v + A_q + A_g)^{k+1} t_h = F + F_g, \quad k = 0, 1, \dots, \quad (4.28)$$

где символом  $\tilde{w}$  обозначено значение функции  $w$  с предыдущего временного слоя. В качестве  $\tilde{t}_h$  берется начальное значение для уравнения энергии в смазочном слое. Представленная схема порождает 9-диагональную большую разреженную матрицу. Для решения полученной системы уравнений используется метод

бисопряженных градиентов с неполным LU разложением в качестве предобуславливателя.

При построении схемы использованы кусочно-постоянные базисные функции внутри расчетной области и кусочно-линейные в вертикальном направлении – в приграничных слоях вблизи твердых элементов подшипника. Значения функции температуры  $t$  вычисляются и хранятся в центрах конечных элементов. Компоненты вектора скорости течения смазки  $V$ , определяемые из решения гидродинамической задачи, хранятся и используются на средних линиях граней этих элементов (рисунок 4.3а). Для приграничных к твердым элементам подшипника элементов вводится дополнительный слой данных: значения температуры также хранятся на верхней и нижней гранях, а уточненные значения скоростей – на их границах (рисунок 4.3б).

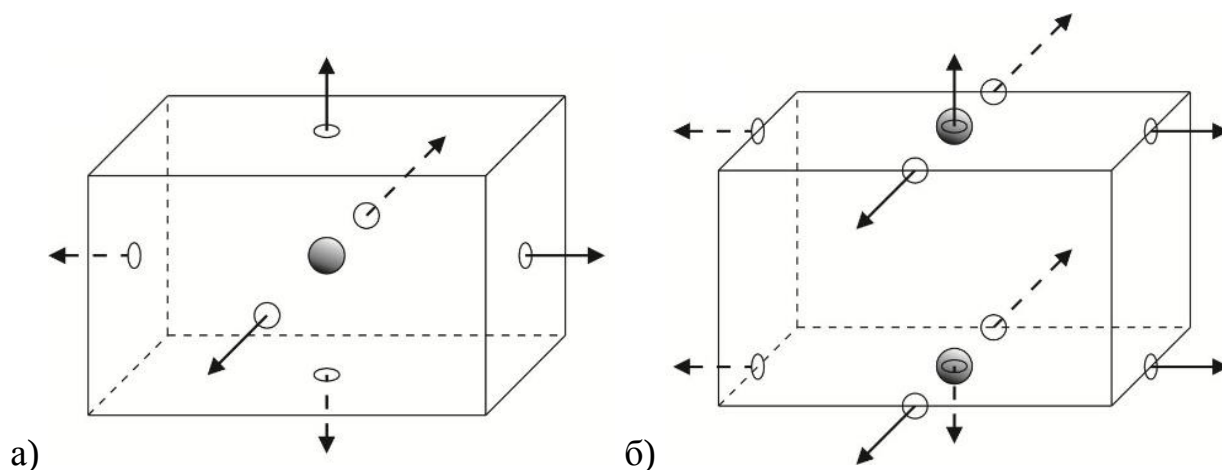


Рисунок 4.3 – Значения температуры  $t$  (закрашенный круг) и скорости  $V$  (пустой круг) на конечных элементах: а – внутри расчетной области, б – на границе, прилегающей к твердым элементам подшипника

Такая организация данных позволяет точнее аппроксимировать потоковые граничные условия, обеспечивает корректный учет направленных потоков и процессов смешивания смазки из разных зон: втекающей, рециркулирующей и поступающей через условную границу из МПК. Также дает возможность учитывать эффекты прилипания смазки к поверхностям упорного диска и подушки, что критически важно для определения реальных втекающих и истекающих расходов и связанных с ними конвективных тепловых потоков.

Выбранный набор гибридных базисных функций является так же ключевым элементом оптимизации вычислительных ресурсов с сохранением качества решения при декомпозиции областей. Использование билинейных элементов требовало бы обработку и хранение 8-ми значений функции на каждом элементе. Используемое же пространство функций позволяет ограничиться хранением всего одного (двух в приграничных элементах) скалярного значения температуры на элемент без ощутимой потери точности решения, что дает многократное сокращение требований к памяти и времени счета.

#### 4.5 Численные методы решения уравнений теплопроводности

Уравнения теплопроводности для твердых элементов являются простыми и линейными: достаточно построения неявных схем МКЭ. Для поиска давления строится схема метода сумматорных тождеств. В основе схемы лежит прямоугольное разбиение области с использованием полилинейных конечных элементов. Ключевое преимущество данной схемы – гарантированный порядок точности  $O(h^2)$ , где  $h$  – характерный размер элемента. Это позволяет наиболее точно аппроксимировать не только само дифференциальное уравнение, но и граничные условия, что особенно важно для корректного расчета градиентов давления, непосредственно определяющих несущую способность.

Рассмотрим уравнение теплопроводности для упорного диска (3.66) с соответствующими граничными условиями по области  $L_4$ . Его можно представить в виде:

$$b_{\partial,\tau} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \tau} + \operatorname{div}(V_{\partial} T_{\partial} - K_{\partial} \nabla T_{\partial}) = 0, \quad (4.29)$$

где  $b_{\partial,\tau} = ShPe_{\partial} b_{\partial}(\sigma r + 1)$ ,

$$V_{\partial} = Pe_{\partial} b_{\partial} \begin{bmatrix} 0 \\ \omega \\ 0 \end{bmatrix} (\sigma r + 1), \quad K_{\partial} = \psi_{\partial} b_{\partial} \begin{bmatrix} \lambda^2 & & \\ & \frac{1}{(\sigma r + 1)^2} & \\ & & \frac{1}{\psi_{\partial}^2} \end{bmatrix} (\sigma r + 1).$$

Для решения поставленного уравнения построим неявную схему метода конечных элементов [271, 272]. Определим для каждого элемента  $K \in L_{3h}$  его вершины  $x^{\alpha,K}$ ,  $\alpha = 0 \dots 7$  и сделаем замену переменных:

$$x = x^{0,K} + J_K t, \quad J_K = \begin{pmatrix} h_r^K & 0 & 0 \\ 0 & h_\varphi^K & 0 \\ 0 & 0 & h_y^K \end{pmatrix}, \quad (4.30)$$

переводящую базисный куб  $\Delta = [0 \leq t_1, t_2, t_3 \leq 1]$  в элемент  $K$ . Здесь  $h_r^K, h_\varphi^K, h_y^K$  – шаги по направлениям  $r, \varphi, y_\partial$ , определяющие конечный элемент  $K$ .

На элементе триангуляции  $K \in L_{3h}$  определим узлы квадратурной формулы трапеций, совпадающей с вершинами элемента и узловым параметром, равным  $\alpha_{kv}^K = \text{meas}(K) / 8$ . Элементы разбиения на внешних  $\Gamma_{\partial 3}$  и прилегающих к смазочному слою  $\Gamma_{\partial m}$  границах области, согласованные с разбиением  $L_{3h}$ , будем обозначать  $\Gamma_{h,\partial 3}$ ,  $\Gamma_{h,\partial m}$  соответственно. Приближенное решение  $T_\partial^h$  задачи ищется в пространстве кусочно-линейных функций

$$V_{h,\partial} \equiv \{\eta_h \in C(L_3) : \eta_h|_K \in Q_1(K), K \in L_{3h}\}, \quad (4.31)$$

где  $Q_1(K) = \sum_{i,j,l=0}^1 a_{ijl} x_1^i x_2^j x_3^l$  – пространство полиномов первой степени по каждому

направлению на элементе  $K$ . Сеточная схема, позволяющая найти приближенное решение  $T_\partial^h$ , следующая:

$$\begin{aligned} & \sum_{K \in L_{3h}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (a_\Omega(T_\partial^h, v^h))(x_{kv}) + \sum_{K \in \Gamma_{h,\partial 3}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (a_{\partial 3}(T_\partial^h, v^h))(x_{kv}) + \\ & + \sum_{K \in \Gamma_{h,\partial m}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (a_{\partial m}(T_\partial^h, v^h))(x_{kv}) = \sum_{K \in L_{3h}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (f_\Omega(T_\partial^h, v^h))(x_{kv}) + \\ & + \sum_{K \in \Gamma_{h,\partial 3}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (f_{\partial 3}(v^h))(x_{kv}) + \sum_{K \in \Gamma_{h,\partial m}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (f_{\partial m}(v^h))(x_{kv}), \end{aligned} \quad (4.32)$$

для любой функции  $v^h \in V_{h,\partial}$ . Билинейные функционалы в (4.32) определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} a_{\Omega}(u, v) &= b_{\partial, \tau} \frac{u}{\tau} v - (V_{\partial} u - K_{\partial} \nabla u) \cdot \nabla v, \\ a_{\partial 3}(u, v) &= \sigma_{\partial 3} u v (\sigma r + 1), \quad a_{\partial m}(u, v) = \omega_{\alpha \partial} u v (\sigma r + 1), \\ f_{\Omega}(u, v) &= b_{\partial, \tau} \frac{u}{\tau} v, \\ f_{\partial 3}(v) &= \sigma_{\partial 3} T_a v (\sigma r + 1), \quad f_{\partial m}(v) = g_{\partial m} v (\sigma r + 1). \end{aligned} \quad (4.33)$$

Здесь  $\sigma_{\partial 3}$  – коэффициент теплового потока через границы диска с внешней средой,  $g_{\partial m}$  – тепловой поток из смазочного слоя в упорный диск, определяемый численно:

$$\sigma_{\partial 3} = \begin{cases} Nu_{\partial 1} \lambda \psi_{\partial} b_{\partial}, & r = R_1, \\ Nu_{\partial 2} \lambda \psi_{\partial} b_{\partial}, & r = R_2, \\ Nu_{\partial 3} b_{\partial}, & y_{\partial} = 0. \end{cases} \quad (4.34)$$

Рассмотрим теперь уравнение теплопроводности для подушки (3.53) с соответствующими граничными условиями по области  $L_3$ . Его можно представить в виде:

$$b_{n, \tau} \frac{\partial T_n}{\partial \tau} - \operatorname{div}(K_n \nabla T_n) = 0, \quad (4.35)$$

где  $b_{n, \tau} = ShPe_n b_n (\sigma r + 1)$ ,

$$K_n = \psi_n b_n \begin{bmatrix} \lambda^2 & & \\ & \frac{1}{(\sigma r + 1)^2} & \\ & & \frac{1}{\psi_n^2} \end{bmatrix} (\sigma r + 1).$$

Аналогично (4.30) вводим преобразованием переменных для каждого  $K \in L_{4, h}$  и введем квадратурные коэффициенты  $\alpha_{kv}^K$ . Элементы разбиения на границах области  $\Gamma_{nm}$ ,  $\Gamma_{n3}$ , согласованные с разбиением  $L_{4h}$ , будем обозначать

$\Gamma_{h,nm}, \Gamma_{h,n3}$  соответственно. Приближенное решение  $T_n^h$  задачи ищется в пространстве кусочно-линейных функций

$$V_{h,n} \equiv \{\eta_h \in C(L_4) : \eta_h|_K \in Q_1(K), K \in L_{4h}\}, \quad (4.36)$$

где  $Q_1(K) = \sum_{i,j,l=0}^1 a_{ijl} x_1^i x_2^j x_3^l$  – пространство полиномов первой степени по каждому

направлению на элементе  $K$ .

Сеточная схема, позволяющая найти приближенное решение  $T_\partial^h$  следующая:

$$\begin{aligned} & \sum_{K \in L_{4h}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (a_\Omega(\hat{T}_n^h, v^h))(x_{kv}) + \sum_{K \in \Gamma_{h,n3}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (a_{n3}(\hat{T}_n^h, v^h))(x_{kv}) + \\ & + \sum_{K \in \Gamma_{h,nm}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (a_{nm}(\hat{T}_n^h, v^h))(x_{kv}) = \sum_{K \in L_{4h}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (f_\Omega(T_n^h, v^h))(x_{kv}) + \\ & + \sum_{K \in \Gamma_{h,n3}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (f_{n3}(v^h))(x_{kv}) + \sum_{K \in \Gamma_{h,nm}} \sum_{x_{kv} \in K} \alpha_{kv} (f_{nm}(v^h))(x_{kv}) \end{aligned} \quad (4.37)$$

для любой функции  $v^h \in V_{h,n}$ .

Билинейные функционалы в (4.37) определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} a_\Omega(u, v) &= b_{n,\tau} \frac{u}{\tau} v + K_n \nabla u \cdot \nabla v, \\ a_{nm}(u, v) &= \omega_{\alpha n} u v (\sigma r + 1), \quad a_{n3}(u, v) = \sigma_{n3} u v, \\ f_\Omega(u, v) &= b_{n,\tau} \frac{u}{\tau} v, \\ f_{nm}(v) &= g_{nm} v (\sigma r + 1), \quad f_{n3}(v) = \sigma_{n3} T_{an} v. \end{aligned} \quad (4.38)$$

Здесь  $\sigma_{n3}$  – коэффициент теплового потока через границы подушки с внешней средой,  $T_{an}$  – тепловой поток из внешней среды в подушку,  $g_{nm}$  – тепловой поток между из смазочного слоя в подушку, получаемый численно

$$\sigma_{n3} = \begin{cases} Nu_{nR_1} \lambda \psi_n b_n (1 - \sigma), & r = -1, \\ Nu_{nR_2} \lambda \psi_n b_n (1 + \sigma), & r = +1, \\ Nu_{n0} \lambda \psi_n b_n, & \varphi = 0, \\ Nu_{n\theta_n} \lambda \psi_n b_n, & \varphi = \theta_n, \\ Nu_{nH_n} b_n (\sigma r + 1), & y_n = 1, \end{cases} \quad T_{an} = \begin{cases} T_{a2}, & r = -1, \\ T_{a3}, & r = +1, \\ T_{a1}, & \varphi = 0, \\ T_{a1}, & \varphi = \theta_n, \\ T_{a4}, & y_n = 1. \end{cases} \quad (4.39)$$

Полученная представленным методом схема порождает симметричную матрицу, решение для которой вычисляется с использованием LLT разложения.

#### 4.6 Декомпозиция областей

Рассмотрим дивергентный вид уравнений энергии для смазочного и пограничного слоев (4.23), а также теплопроводности для упорного диска (4.29) и подушки (4.35). Они определяют распределение температуры в элементе периодичности подшипника. Для обеспечения теплообмена между областями на границах раздела «смазочный слой – подушка» и «смазочный и пограничный слои – упорный диск» построен метод на основе метода Лионса декомпозиции областей [273].

Для теплообмена «смазочный и пограничный слои – упорный диск» метод имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 b_{m,\tau} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} t_h^{k+1} + \operatorname{div}(V_m^{k+1} t_h^{k+1} - K_m \nabla t_h^{k+1}) &= f_m, \quad x \in L_{2h}, \\
 -(V_m^{k+1} t_h^{k+1} - K_m \nabla t_h^{k+1}) \cdot \nu + \omega_{\alpha\partial} t_h^{k+1} &= g_{m\partial}^k, \quad y_m = 0, \\
 g_{m\partial}^{k+1} &= -g_{\partial m}^k + 2\omega_{\alpha\partial} T_{\partial}^h, \\
 g_{m\partial}^0 &= 0. \\
 b_{\partial,\tau} \frac{\partial T_{\partial}^h}{\partial \tau} + \operatorname{div}(V_{\partial}^{k+1} T_{\partial}^h - K_{\partial} \nabla T_{\partial}^h) &= 0, \quad x \in L_{3h}, \\
 -(V_{\partial}^{k+1} T_{\partial}^h - K_{\partial} \nabla T_{\partial}^h) \cdot \nu + \omega_{\alpha\partial} T_{\partial}^h &= g_{\partial m}^k, \quad y_{\partial} = 1, \\
 g_{\partial m}^{k+1} &= -g_{m\partial}^k + 2\omega_{\alpha\partial} t_h^{k+1}, \\
 g_{\partial m}^0 &= 0.
 \end{aligned} \tag{4.40}$$

Параметр  $\omega_{\alpha\partial}$  является итерационным параметром, выбираемым экспериментально, для повышения скорости сходимости и устойчивости счета при большом перепаде коэффициентов теплопроводности областей. Вид итерационного процесса для теплообмена между подушкой и смазочным слоем аналогичный. Для этой пары областей вводится отдельный итерационный параметр  $\omega_{\alpha n}$ .



Итерации процесса декомпозиции считаем законченными при выполнении ряда условий, накладываемых как на значения температуры на границах, так и на величины тепловых потоков через границы:

$$\begin{aligned}
\max_{x \in \Gamma_{N3}} \left| t_h^{k+1} - t_h^k \right| &\leq \varepsilon_t \max_{x \in \Gamma_{N3}} \left| t_h^k \right|, \\
\max_{\substack{x \in \Gamma_{3h} \\ y_{\partial}=1}} \left| T_{\partial}^{h,k+1} - T_{\partial}^{h,k} \right| &\leq \varepsilon_{T_{\partial}} \max_{\substack{x \in \Gamma_{3h} \\ y_{\partial}=1}} \left| T_{\partial}^{h,k} \right|, \quad \max_{\substack{x \in \Gamma_{4h} \\ y_n=0}} \left| T_n^{h,k+1} - T_n^{h,k} \right| \leq \varepsilon_{T_n} \max_{\substack{x \in \Gamma_{4h} \\ y_n=0}} \left| T_n^{h,k} \right|, \\
\max_{\substack{x \in \Gamma_{3h} \\ y_{\partial}=1}} \left| g_{\partial m}^{k+1} - g_{\partial m}^k \right| &\leq \varepsilon_{\omega_{\partial\partial}} \max_{\substack{x \in \Gamma_{3h} \\ y_{\partial}=1}} \left| g_{\partial m}^k \right|, \quad \max_{\substack{x \in \Gamma_{N3} \\ y_m=0}} \left| g_{m\partial}^{k+1} - g_{m\partial}^k \right| \leq \varepsilon_{\omega_{\partial\partial}} \max_{\substack{x \in \Gamma_{N3} \\ y_m=0}} \left| g_{m\partial}^k \right|, \\
\max_{\substack{x \in \Gamma_{4h} \\ y_n=0}} \left| g_{nm}^{k+1} - g_{nm}^k \right| &\leq \varepsilon_{\omega_{an}} \max_{\substack{x \in \Gamma_{4h} \\ y_n=0}} \left| g_{nm}^k \right|, \quad \max_{\substack{x \in \Gamma_{N3} \\ y_m=1}} \left| g_{mn}^{k+1} - g_{mn}^k \right| \leq \varepsilon_{\omega_{an}} \max_{\substack{x \in \Gamma_{N3} \\ y_m=1}} \left| g_{mn}^k \right|,
\end{aligned} \tag{4.41}$$

при достаточно малых  $\varepsilon_t > 0$ ,  $\varepsilon_{T_{\partial}} > 0$ ,  $\varepsilon_{T_n} > 0$ ,  $\varepsilon_{\omega_{\partial\partial}} > 0$ ,  $\varepsilon_{\omega_{an}} > 0$  или останавливаем процесс после определенного числа итераций  $k_{\omega_{\alpha}}$ . Последнее из вычисленных приближений температуры и потоков принимаем в качестве решения.

#### 4.7 Скорость смазки по толщине слоя

Уравнение движения (3.20) относительно скорости  $V_y$ , определяющей втекание свежей смазки из МПК в пограничный слой, аппроксимируем схемой метода сумматорных тождеств:

$$Sh Re \rho V_{y,\bar{r}} - (a V_{y,\bar{y}})_{\hat{y}} - (b V_{r,\bar{y}})_{\hat{y}} - (c V_{\varphi,\bar{y}})_{\hat{y}} + d_{\hat{y}} = 0, \tag{4.42}$$

где при любых  $(r, \varphi) \in L_2$ ,

$$\begin{aligned}
a_k &= \frac{2}{3\psi h} [\mu_{k-1} + \mu_k], & b_k &= \frac{\lambda}{3h} \frac{\partial h}{\partial r} [y_{m,k-1} \mu_{k-1} + y_{m,k} \mu y_k], \\
c_k &= \frac{1}{3(\sigma r + 1)h} \frac{\partial h}{\partial \varphi} [y_{m,k-1} \mu_{k-1} + y_{m,k} \mu_k], & d_k &= \frac{2\mu_k}{3(\sigma r + 1)} \left[ \lambda \frac{\partial}{\partial r} ((\sigma r + 1) V_{r,k}) + \frac{\partial V_{\varphi,k}}{\partial \varphi} \right].
\end{aligned}$$

Здесь  $h = h(r, \varphi)$ ,  $\mu_k = \mu(r, \varphi, y_k)$ ,  $V_{r,k} = V_r(r, \varphi, y_k)$ ,  $V_{y,k} = V_y(r, \varphi, y_k)$ ,

$k : y_{m,k} \in \omega_{y_m}$ .

Разностные производные определяются аналогично (4.16):

$$v_{\bar{\tau}} = \frac{v - \bar{v}}{h_{\tau}},$$

$$v_{\hat{y}}(r, \varphi, y_k) = \frac{v(r, \varphi, y_{k+1}) - v(r, \varphi, y_k)}{h_y}, \quad v_{\bar{y}}(r, \varphi, y_k) = \frac{v(r, \varphi, y_{k+1}) - v(r, \varphi, y_{k-1})}{2h_y}. \quad (4.43)$$

На границах области  $\omega_{y_m}$  ставится однородное граничные условие, обеспечивающее непроницаемость твердых элементов подшипника. На условной границе МПК либо ставится условие непроницаемости (3.22), либо скорость  $V_y$  определяется на основе уравнения неразрывности (3.25).

#### 4.8 Осевое перемещение упорного диска

Рассмотрим уравнения постановки прямой задачи, при которой осевое перемещение упорного диска задается. Отклонение диска от произвольной заранее заданной точки определяется уравнением (3.82).

В случае *мягкого помпажа* ЦК динамическое положение диска меняется от нулевого положения периодически с некоторой частотой и амплитудой возмущающей силы по уравнению (3.83). Для обеспечения более плавного контролируемого старта в начальный момент времени работы подшипника строится кубический полином  $S(x)$ , который реализует постепенный рост динамической составляющей положения диска  $y_d$ , пока не достигнет своего конечного значения  $S(\tau_A) = A \sin(\Omega \tau_A)$  в некоторой задаваемой точке  $\tau_A \geq 0$ . Вид полинома определяется следующим образом:

$$S(\tau) = \frac{-2f(\tau_A) + \tau_A f'(\tau_A)}{\tau_A^3} \tau^3 + \frac{3f(\tau_A) - \tau_A f'(\tau_A)}{\tau_A^2} \tau^2, \quad \tau \in [0, \tau_A], \quad (4.44)$$

где  $f(\tau) = A \sin(\Omega \tau)$ .

В случае *жесткого помпажа* ЦК движение диска имеет пилообразную форму.

В случае обратной задачи положение диска определяется из уравнения динамики ротора (3.91) для одностороннего УПС1. Внешняя осевая сила представляется в виде суммы статической и динамической составляющих:  $F = F_{st} + F_d$ . Динамическая составляющая силы может быть задана по гармоническому закону,

описывающему *мягкий помпаж* ЦК, или в виде кусочно-непрерывных функций в случае *жесткого помпажа* ЦК.

Учитывая вид уравнения движения (3.91), задачу можно разделить на две части: стационарную и нестационарную. В случае стационарной задачи уравнение (3.91) будет иметь вид уравнения уравнивания:

$$P(y_{см.д.}) - F = 0. \quad (4.45)$$

Для нахождения слагаемого  $y_{см.д.}$ , обеспечивающего необходимую несущую способность  $P$  для уравнивания силы  $F$ , сведем задачу к оптимизационной:

$$\min_y |P(y) - F|, \quad (4.46)$$

Представленное уравнение должно быть обязательно дополнено ключевым для работы подшипника условием:

$$y_{см.д.} : \max_{x \in L_2} h(x) > 0, \quad (4.47)$$

где  $h$  – толщина смазочного слоя.

Для решения представленной оптимизационной задачи используется метод zeroin Деккера-Брента [274]. Метод требует знания области локализации решения задачи. Для его поиска был создан метод на основе метода Ньютона [274]. Формулируется он следующим образом: пусть  $f = f(x) = P(x) - F$ ,  $[a, b]$  – некоторый отрезок в области определения функции  $f$ . Если  $f(a) * f(b) < 0$ , значит  $[a, b]$  есть область локализации и не требует уточнения. Иначе необходимо произвести «сдвиг» и рассмотреть другую область. Областью локализации в таком случае будет  $[\alpha, \beta]$ , где

$$\begin{aligned} \alpha &= (a + \Delta c)\sigma + \left( \frac{b+a}{2} + \Delta c \right) (1 - \sigma), \\ \beta &= (b + \Delta c)\sigma + \left( \frac{b+a}{2} + \Delta c \right) (1 - \sigma). \end{aligned} \quad (4.48)$$

где  $\Delta c = \frac{\Delta b - \Delta a}{2}$ ,  $\Delta a = -f(a) / f'$ ,  $\Delta b = -f(b) / f'$ ,

$f' = (f(b) - f(a)) / (b - a)$ ,  $\sigma$  – параметр сжатия, который определяет соответствие размеров начальной области и конечной.

На основе достигнутого равновесия несущей способности  $P$  и внешней силы  $F$  для стационарной задачи решается задача динамики. Для решения уравнения движения (3.91) строится трехслойный по времени итерационный процесс:

$$\Lambda \frac{\hat{y}_{см.д} - 2y_{см.д} + \check{y}_{см.д}}{h_\tau^2} = \bar{P}(\hat{y}_{см.д}) - \bar{F}. \quad (4.49)$$

Здесь  $\check{y}_{см.д}$  – смещение диска на предыдущем временном слое,  $\hat{y}_{см.д}$  – на следующем. Записью  $P(\hat{y}_{см.д})$  дополнительно подчеркивается зависимость несущей способности  $P$  от положения диска. Представленное уравнение можно свести к аналогичной стационарной оптимизационной задаче:

$$\min_{\hat{y}} \left| \left( m \frac{\hat{y}}{h_\tau^2} - P(\hat{y}) \right) - \left( \frac{2y - \check{y}}{h_\tau^2} - F \right) \right|. \quad (4.50)$$

Для ее решения также используется метод zeroin и метод поиска области локализации.

#### 4.9 Массовые, объемные и тепловые потоки на границах областей

При численной реализации применено несколько балансов для повышения точности получаемых расчетов характеристик упорного подшипника.

I баланс. В этом случае применяется итерационный процесс для проверки сходимости численных результатов. Получим сначала формулы для массовых и объемных потоков и определим массовый и объемный дисбалансы только в смазочном слое над поверхностью подушки. При их выводе можно рассмотрим размерный вид уравнения Рейнольдса (3.27). Умножим уравнение (3.27) на  $1/r$  и функцию  $\eta \equiv 1$ , затем проинтегрируем по области  $L_1$ :

$$\int_{L_1} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( r f_0 \frac{\partial p}{\partial r} - f_1 \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( f_0 \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \omega r^2 f_2 \right) + A r \right] \eta dx = 0. \quad (4.51)$$

Воспользуемся формулой Остроградского-Гаусса, учитывая, что  $\eta \equiv 1$  и  $\partial\eta / \partial z = 0$ ,  $z = \{r, \varphi, y\}$ :

$$\int_{\Gamma_1} \left[ \left( rf_0 \frac{\partial p}{\partial r} - f_1 \right) \cos(r, \nu) + \frac{1}{r} \left( f_0 \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \omega r^2 f_2 \right) \cos(\varphi, \nu) \right] dx + \int_{\Omega} A r dx = 0, \quad (4.52)$$

где  $\Gamma_1$  – граница области  $L_1$ .

Воспользуемся тем, что

$$rf_0 \frac{\partial p}{\partial r} - f_1 = \int_0^h r \rho V_r dy, \quad f_0 \frac{\partial p}{\partial r} + \omega r^2 f_2 = \int_0^h r \rho V_\varphi dy. \quad (4.53)$$

Получим:

$$\int_{\Gamma} \left[ \cos(r, \nu) \int_0^h r \rho V_r dy + \cos(\varphi, \nu) \frac{1}{r} \int_0^h r \rho V_\varphi dy \right] dx + \int_{\Omega} A r dx = 0. \quad (4.54)$$

Если процесс стационарный, то  $A = 0$  и, следовательно, уравнение приобретает вид:

$$\int_{\Gamma} \left[ \cos(r, \nu) \int_0^h r \rho V_r dy + \cos(\varphi, \nu) \frac{1}{r} \int_0^h r \rho V_\varphi dy \right] dx = 0. \quad (4.55)$$

Границу  $\Gamma_1$  можно разбить на составляющие части  $\Gamma_{1,R_1}$  для  $r = R_1$ ,  $\Gamma_{1,R_2}$  для  $r = R_2$ ,  $\Gamma_{1,\varphi_0}$  для  $\varphi = 0$ ,  $\Gamma_{1,\theta_n}$  для  $\varphi = \theta_n$ . Тогда уравнение можно представить следующим образом (рисунок 4.4):

$$-M_{R_1} + M_{R_2} - M_{\varphi_0} + M_{\theta_n} = 0. \quad (4.56)$$

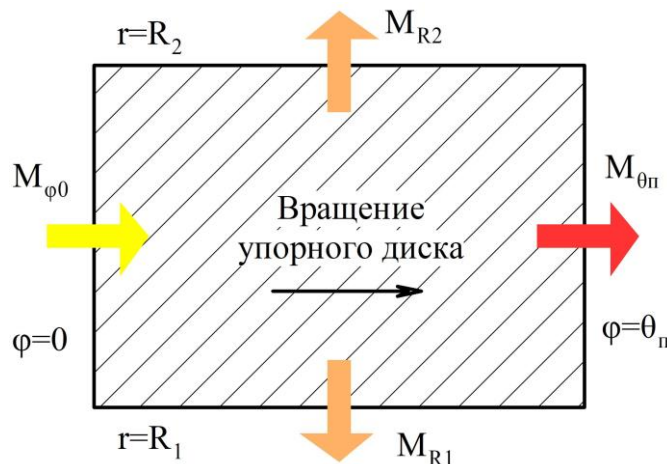


Рисунок 4.4 – К определению массового баланса смазочного слоя

Слагаемые в уравнении (4.56) представляют собой массовые расходы, а само уравнение представляет собой балансовое соотношение массовых расходов смазочного слоя. Отклонение левой части уравнения от нуля при численном расчете назовем дисбалансом массовых расходов  $dM$ . Коэффициенты в уравнении (4.56) определяются интегралами

$$\begin{aligned} M_{R_1} &= \int_{\Gamma_{1,R_1}} \int_0^h r \rho V_r dy, & M_{R_2} &= \int_{\Gamma_{1,R_2}} \int_0^h r \rho V_r dy, \\ M_{\varphi_0} &= \int_{\Gamma_{1,\varphi_0}} \int_0^h \rho V_\varphi dy, & M_{\theta_n} &= \int_{\Gamma_{1,\theta_n}} \int_0^h \rho V_\varphi dy. \end{aligned} \quad (4.57)$$

Полагая в уравнении (4.56) плотность смазки  $\rho=1$ , получаем выражение, определяющее объемные расходы, объемный баланс и дисбаланс смазочного слоя

$$-Q_{R_1} + Q_{R_2} - Q_{\varphi_0} + Q_{\theta_n} = 0, \quad (4.58)$$

где

$$\begin{aligned} Q_{R_1} &= \int_{\Gamma_{1,R_1}} \int_0^h r V_r^{\rho=1} dy, & Q_{R_2} &= \int_{\Gamma_{1,R_2}} \int_0^h r V_r^{\rho=1} dy, \\ Q_{\varphi_0} &= \int_{\Gamma_{1,\varphi_0}} \int_0^h V_\varphi^{\rho=1} dy, & Q_{\theta_n} &= \int_{\Gamma_{1,\theta_n}} \int_0^h V_\varphi^{\rho=1} dy. \end{aligned}$$

II баланс. В этом случае проверяется фактическое значение теплового дисбаланса без итерационного процесса. Определим теперь тепловые потоки и тепловой баланс для уравнения энергии (4.23) в подобласти:

$$\omega = \{(r, \varphi, y) \in L_{2h} : r \in [r_1^\omega, r_2^\omega], \varphi \in [\varphi_1^\omega, \varphi_2^\omega] \mid r_1^\omega, r_2^\omega \in \omega_r, \varphi_1^\omega, \varphi_2^\omega \in \omega_\varphi\}. \quad (4.59)$$

Рассмотрим схему (4.26) для уравнения энергии (4.23). Умножим обе части равенства (4.26) скалярно на  $w_h \in V_{h,m}$ . Пусть  $w_h = 1$  внутри области  $\omega$  и  $w_h = 0$  вне ее. Тогда суммы в уравнении будут образовывать пары взаимоисключающих слагаемых, кроме тех, что прилегают к границе  $\partial\omega$ . Коэффициенты, выходящие на границы, назовем конвективными  $Q^V$  и кондуктивными  $Q^K$  потоками на границе (иногда обозначаются  $QVt$  и  $Qkdt$  соответственно).

Для границ области  $\omega$  в угловом направлении  $\varphi$  определим

$$Q_\varphi^K = \begin{cases} \mu(\gamma_\varphi)q_\varphi(x_c), & x_c \in K : K \cap \Gamma_{h,N3} = \emptyset, \\ \frac{\mu(\gamma_\varphi)}{2}q_\varphi(z_r), & z_r \in K : y_m = 0, \\ \frac{\mu(\gamma_\varphi)}{2}q_\varphi(z_l), & z_r \in K : y_m = 1, \end{cases} \quad (4.60)$$

где  $\mu(\gamma_\varphi)$  – мера границы по направлению  $\varphi$  конечного элемента  $K$ . Тогда кондуктивные потоки на левой  $\varphi = \varphi_1^\omega$  и правой  $\varphi = \varphi_2^\omega$  границе имеют вид:

$$Q_{\varphi_1^\omega}^K = -Q_\varphi^K, \quad Q_{\varphi_2^\omega}^K = Q_\varphi^K. \quad (4.61)$$

Для границ области  $\omega$  в радиальном направлении  $y$  определим  $Q_y^K = \mu(\gamma_y) \frac{q_y(z_r) + q_y(z_l)}{2}$ . Тогда кондуктивные потоки на левой  $y_m = 0$  и правой  $y_m = 1$  границе примут вид:

$$Q_{y_1}^K = -Q_y^K, \quad Q_{y_2}^K = Q_y^K, \quad (4.62)$$

где  $\mu(\gamma_y)$  – мера границы по направлению  $y$  конечного элемента  $K$ .

Конвективные потоки для границ области  $\omega$  в направлении  $j = \{r, \varphi\}$  определяются через  $Q_{j_1^\omega}^V = -\mu(\gamma_j) \left[ y(x_c)V_{m,j}^+(x_{e_{jr}}) - y(x_{jr})V_{m,j}^-(x_{e_{jr}}) \right]$  для левой границы  $j = j_1^\omega$  и через  $Q_{j_2^\omega}^V = \mu(\gamma_j) \left[ y(x_c)V_{m,j}^-(x_{e_{jl}}) - y(x_{jl})V_{m,j}^+(x_{e_{jl}}) \right]$  для правой границы  $j = j_2^\omega$ .

Для границ области  $\omega$  в направлении  $y$  конвективные потоки имеют иной вид:

$$\begin{aligned} Q_{y_1}^V &= -\frac{\mu(\gamma_y)}{2} \left[ y(z_l)V_{m,y}(x_{e_{yl}}) + y(z_r)V_{m,y}(x_{e_{yr}}) \right], & K \cap \Gamma_{h,N3}, y_m = 0, \\ Q_{y_2}^V &= \frac{\mu(\gamma_y)}{2} \left[ y(z_l)V_{m,y}(x_{e_{yl}}) + y(z_r)V_{m,y}(x_{e_{yr}}) \right], & K \cap \Gamma_{h,N3}, y_m = 1. \end{aligned} \quad (4.63)$$

В случае стационарной задачи суммарные конвективный и кондуктивный потоки на границах области  $\omega$  с учетом нормалей должны соответствовать суммарной диссипации на области  $\omega$ :

$$-Q_{r_1^\omega}^V + Q_{r_2^\omega}^V - Q_{\varphi_1^\omega}^V + Q_{\varphi_1^\omega}^V - Q_{y_1^\omega}^V + Q_{y_2^\omega}^V - Q_{\varphi_1^\omega}^K + Q_{\varphi_1^\omega}^K - Q_{y_1^\omega}^K + Q_{y_2^\omega}^K = \int_{\omega} f_m dx. \quad (4.64)$$

Сумму коэффициентов с верхним индексом  $V$  назовем суммарным конвективным потоком, с верхним индексом  $K$  – суммарным диссипативным потоком. Их сумма в случае отсутствия равенства при правой части при численном расчете назовем тепловым дисбалансом. Варьируя  $\omega \in L_{2h}$ , можно определить тепловой дисбаланс над подушкой, в МПК или для элемента периодичности в целом.

III баланс. В этом случае также проверяется фактическое значение массового дисбаланса без итерационного процесса, позволяет учитывать приток свежей смазки из МПК. Определим потоки и баланс для уравнения неразрывности. Рассмотрим теперь уравнение неразрывности в дивергентном виде:

$$b_m \frac{\partial(\rho)}{\partial \tau} + \operatorname{div}(V_m) = 0. \quad (4.65)$$

Умножим уравнение (4.65) на функцию  $v \in V_{h,m}$ , проинтегрируем по  $\omega$  и воспользуемся формулой Остроградского-Гаусса:

$$\int_{\omega} b_m \frac{\partial(\rho)}{\partial \tau} v dx - \int_{\omega} V_m \cdot \nabla v dx + \int_{\partial \omega} (V_m \cdot \nu) v dx = 0. \quad (4.66)$$

Положим  $v=1$  на всей области  $\omega$  и  $v=0$  вне  $\omega$ :

$$\int_{\omega} b_m \frac{\partial(\rho)}{\partial \tau} dx + \int_{\partial \omega} (V_m \cdot \nu) dx = 0. \quad (4.67)$$

В случае стационарной задачи имеем:

$$-Q_{r_1^\omega}^\rho + Q_{r_2^\omega}^\rho - Q_{\varphi_1^\omega}^\rho + Q_{\varphi_1^\omega}^\rho - Q_{y_1^\omega}^\rho + Q_{y_2^\omega}^\rho = 0, \quad (4.68)$$

$$\text{где } Q_{j_1^\omega}^\rho = -Q_j^\rho|_{j=j_1^\omega}, \quad Q_{j_2^\omega}^\rho = Q_j^\rho|_{j=j_2^\omega}, \quad Q_j^\rho = \int_{\partial \omega} V_{m,j} dx, \quad j = \{r, \varphi, y\}. \quad (4.69)$$

$j \in \{j_1^\omega, j_2^\omega\}$

Функции  $Q_{j_1^\omega}^\rho, Q_{j_2^\omega}^\rho$  представляют собой функции потока через левую  $j_1$  и правую  $j_2$  границу области  $\omega$  в направлении  $j$  для уравнения неразрывности.

Аппроксимируем интегралы (4.69) по границе составными квадратурными формулами:



- 1) центральных прямоугольников для всех  $K \in \omega$  в направлениях  $r$  и  $\varphi$ ;
- 2) центральных прямоугольников для всех  $K \in \omega, K \cap \Gamma_{h,N3}$  в направлении  $y$ ;
- 3) трапеций для всех  $K \in \omega, K \cap \Gamma_{h,N3}$  в направлениях  $r$  и  $\varphi$ .

Имеем:

$$Q_{j_i^\omega, h}^\rho = (-1)^i \left[ \sum_{\substack{K \in \omega \\ K \cap N_{h,N3} = \emptyset \\ j = j_i^\omega}} \mu(\gamma_j) V_{m,j}(x_c) + \sum_{\substack{K \in \omega \\ K \cap N_{h,N3} \\ j = j_i^\omega}} \mu(\gamma_j) \frac{V_{m,j}(z_l) + V_{m,j}(z_r)}{2} \right], \quad (4.70)$$

$j = \{r, \varphi\}, i = \{1, 2\}.$

$$Q_{y_1^\omega, h}^\rho = - \sum_{\substack{K \in \omega \\ y_m = 0}} \mu(\gamma_y) V_{m,y}(z_l), \quad Q_{y_2^\omega, h}^\rho = \sum_{\substack{K \in \omega \\ y_m = 1}} \mu(\gamma_j) V_{m,y}(z_r).$$

Таким образом,

$$-Q_{r_1^\omega, h}^\rho + Q_{r_2^\omega, h}^\rho - Q_{\varphi_1^\omega, h}^\rho + Q_{\varphi_2^\omega, h}^\rho - Q_{y_1^\omega, h}^\rho + Q_{y_2^\omega, h}^\rho \quad (4.71)$$

обозначим суммарным потоком уравнения неразрывности. Отклонение этой суммы от нуля будем называть дисбалансом уравнения неразрывности. Варьируя  $\omega \in L_{2h}$ , можно определить дисбаланс уравнения неразрывности над подушкой, в МПК или для элемента периодичности в целом.

#### 4.10 Вычисление интегральных характеристик упорного подшипника

Интегральные характеристики подшипника вычисляются по следующим формулам.

1. Несущая способность:

$$\bullet \text{ подушки } P_i = \frac{\mu_0 \omega_* R_{cp}^3 \theta^2 (R_2 - R_1)}{h_{20}^2} \bar{P}_i, \quad (4.72)$$

$$\bullet \text{ подшипника } P = z P_i, \quad (4.73)$$

где  $\bar{P}_i = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_n} \int_{-1}^1 p(\sigma r + 1) dr d\varphi$  – коэффициент несущей способности подушки. Для

вычисления этого коэффициента воспользуемся составной квадратурной формулой трапеций. В результате приближенная формула для вычисления сеточного коэффициента несущей способности  $P_h$  примет вид:

$$P_{i,h} = \frac{1}{2} \sum_{l=0}^{N_{\theta_n}-1} \sum_{k=0}^{N_r-1} \frac{h_{r,k} h_{\varphi,l}}{4} p_h(r_k, \varphi_l) (\sigma r_k + 1), \quad (4.74)$$

где  $p_h$  – сеточное решение уравнения Рейнольдса.

2. Потери мощности на трение представлены в двух версиях.

2.1 Потери мощности на трение через уравнение Ньютона:

- подушки  $N_{ni} = \frac{\mu_0 \omega_* R_{cp}^3 \theta (R_2 - R_1)}{h_{20}} \bar{N}_{ni}, \quad (4.75)$

- элемента периодичности  $N_i = \frac{\mu_0 \omega_* R_{cp}^3 \theta (R_2 - R_1)}{h_{20}} \bar{N}_i, \quad (4.76)$

- подшипника  $N = z N_i, \quad (4.77)$

где  $\bar{N}_{ni} = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_n} \int_{-1}^1 \frac{(\sigma r + 1)^2}{h} \left( \mu \frac{\partial V_{\varphi}}{\partial y} \right)_{y=0} dr d\varphi$ ,  $\bar{N}_i = \frac{1}{2} \int_0^1 \int_{-1}^1 \frac{(\sigma r + 1)^2}{h} \left( \mu \frac{\partial V_{\varphi}}{\partial y} \right)_{y=0} dr d\varphi$  –

коэффициенты потерь мощности на трение подушки и элемента периодичности соответственно;  $z$  – количество подушек. Заменяя интегралы в выражении для  $\bar{N}$  квадратурными формулами центральных прямоугольников и аппроксимируя производную  $\partial V_{\varphi} / \partial y$  разностью вперед по направлению  $y$  будем иметь

$$N_{ni,h} = \frac{1}{2} \sum_{l=0}^{N_{\theta_n}-1} \sum_{k=0}^{N_r-1} h_{r,k} h_{\varphi,l} \frac{(\sigma r_{k+1/2} + 1)^2}{h(r_{k+1/2}, \varphi_{l+1/2})} \left( \mu(r_{k+1/2}, \varphi_{l+1/2}, y_0) V_{\varphi,y}(r_{k+1/2}, \varphi_{l+1/2}, 0) \right), \quad (4.78)$$

$$N_{i,h} = \frac{1}{2} \sum_{l=0}^{N_{\varphi}-1} \sum_{k=0}^{N_r-1} h_{r,k} h_{\varphi,l} \frac{(\sigma r_{k+1/2} + 1)^2}{h(r_{k+1/2}, \varphi_{l+1/2})} \left( \mu(r_{k+1/2}, \varphi_{l+1/2}, y_0) V_{\varphi,y}(r_{k+1/2}, \varphi_{l+1/2}, 0) \right). \quad (4.79)$$

2.2 Потери мощности на трение через диссипативную составляющую уравнения энергии (3.37) рассматриваемого объема смазки:

- подушки  $N_{ni} = \frac{\mu_0 \omega_*^2 R_{cp}^3 \theta(R_2 - R_1)}{h_{20}} \bar{N}_{ni}$ , (4.80)

- элемента периодичности  $N_i = \frac{\mu_0 \omega_*^2 R_{cp}^3 \theta(R_2 - R_1)}{h_{20}} \bar{N}_i$ , (4.81)

- подшипника  $N = z N_i$ , (4.82)

где  $\bar{N}_{ni} = \frac{1}{2} \int_0^1 \int_0^1 \int_{-1}^1 \frac{\mu(\sigma r + 1)}{h} \left[ \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right] dr d\varphi dy$ ,

$\bar{N}_i = \frac{1}{2} \int_0^1 \int_0^1 \int_{-1}^1 \frac{\mu(\sigma r + 1)}{h} \left[ \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right] dr d\varphi dy$  – коэффициенты потерь мощно-

сти на трение подушки и элемента периодичности соответственно;  $z$  – количество подушек. Заменяя интегралы в выражении для  $\bar{N}$  квадратурными формулами центральных прямоугольников в направлениях  $r, \varphi$ , трапеций в направлении  $y$  вблизи границы  $\Gamma_{N3}$  и центральными прямоугольниками внутри области  $L_2$  по направлению  $y$ . Аппроксимируя производные по направлению  $y$  разностью вперёд, будем иметь

$$N_{ni,h} = \frac{1}{2} \left( \sum_{\substack{K \in \Gamma_{h,N3} \\ \varphi \leq \theta_n}} \mu(K) \frac{N_f(z_l) + N_f(z_r)}{2} + \sum_{\substack{K \in L_{2h} \\ K \cap \Gamma_{h,N3} = \emptyset \\ \varphi \leq \theta_n}} \mu(K) N_f(x_c) \right), \quad (4.83)$$

$$N_{i,h} = \frac{1}{2} \left( \sum_{K \in \Gamma_{h,N3}} \mu(K) \frac{N_f(z_l) + N_f(z_r)}{2} + \sum_{\substack{K \in L_{2h} \\ K \cap \Gamma_{h,N3} = \emptyset}} \mu(K) N_f(x_c) \right), \quad (4.84)$$

где  $N_f(x) = \frac{\mu(\sigma r + 1)}{h} \left[ \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right]$ .

3. Расходы масла через границы смазочного слоя:

- подушки  $Q_i = \omega_* R_{cp} h_{20} (R_2 - R_1) \bar{Q}_i$ , (4.85)

- подшипника  $Q_{\text{подш } i} = zQ_i$ , (4.86)

- на входе в подшипник  $Q_{\text{подш. } \varphi=0} = zQ_{\varphi=0}$  (4.87)

где  $i = (\varphi = 0, \varphi = \theta_n, r = -1, r = 1)$ ,  $\bar{Q}_i$  – коэффициенты расходов смазки,  $z$  – количество подушек. Они определяются по формулам

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{\varphi=0} &= \frac{1}{2} \left[ \int_0^1 \int_{-1}^1 \bar{V}_{\varphi} \bar{h} d\bar{r} d\bar{y} \right]_{\varphi=0}, \quad \bar{Q}_{\varphi=\theta_n} = \frac{1}{2} \left[ \int_0^1 \int_{-1}^1 \bar{V}_{\varphi} \bar{h} d\bar{r} d\bar{y} \right]_{\varphi=\theta_n}, \\ \bar{Q}_{r=-1} &= \frac{\lambda}{2} \left[ (\sigma \bar{r} + 1) \int_0^1 \int_0^1 \bar{V}_r \bar{h} d\bar{\varphi} d\bar{y} \right]_{r=-1}, \quad \bar{Q}_{r=1} = \frac{\lambda}{2} \left[ (\sigma \bar{r} + 1) \int_0^1 \int_0^1 \bar{V}_r \bar{h} d\bar{\varphi} d\bar{y} \right]_{r=1}. \end{aligned} \quad (4.88)$$

Вновь для приближенного вычисления функционалов воспользуемся квадратурными формулами трапеций и аппроксимациями компонент скоростей  $V_{\varphi}, V_r$  (см. уравнения 3.7, 3.8). Будем иметь

$$Q_{h, \varphi=i} = \frac{1}{2} \tilde{S}^{y \in [0,1]} \left( \tilde{S}^{r \in [-1,1]} (hV_{\varphi}) \right)_{\varphi=i}, \quad i = 0, \theta_n, \quad (4.89)$$

$$Q_{h, r=j} = \frac{\lambda}{2} \tilde{S}^{y \in [0,1]} \left( (\sigma r + 1) \tilde{S}^{\varphi \in [0, \theta_n]} (hV_r) \right)_{r=j}, \quad j = -1, 1. \quad (4.90)$$

4. Координаты точки приложения равнодействующей силы смазочного слоя подушки (рисунок 4.5):

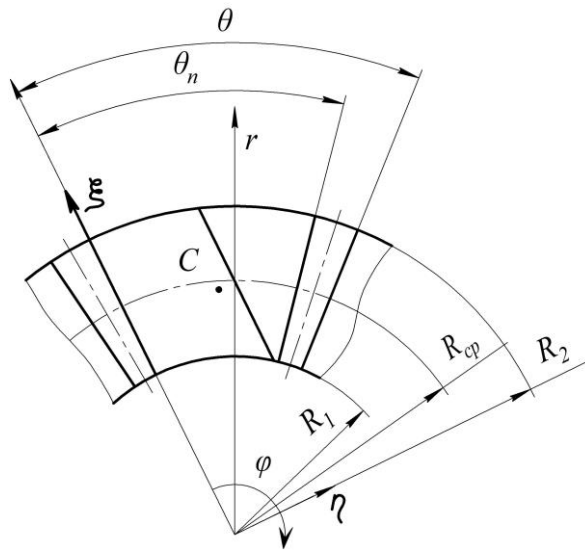


Рисунок 4.5 – К определению координаты точки приложения равнодействующей силы

- в прямоугольной системе координат  $\xi, \eta$ :

$$\begin{aligned}\bar{\xi}_c &= \frac{\xi_c}{R_{cp}} = \left[ \frac{1}{2} \int_0^{\theta_n} \int_{-1}^1 p(\sigma r + 1)^2 \cos(\sigma \lambda \varphi) dr d\varphi \right] / P_i, \\ \bar{\eta}_c &= \frac{\eta_c}{R_{cp}} = \left[ \frac{1}{2} \int_0^{\theta_n} \int_{-1}^1 p(\sigma r + 1)^2 \sin(\sigma \lambda \varphi) dr d\varphi \right] / P_i,\end{aligned}\quad (4.91)$$

- в цилиндрической системе координат  $\varphi_c, r_c$ :

$$\bar{\varphi}_c = \frac{\varphi_c}{\theta} = \frac{1}{\sigma \lambda} \operatorname{arctg} \frac{\bar{\eta}_c}{\bar{\xi}_c}, \quad \bar{r}_c = \frac{r - R_{cp}}{\sigma R_{cp}} = \frac{1}{\sigma} \left( \sqrt{\bar{\xi}_c^2 + \bar{\eta}_c^2} - 1 \right). \quad (4.92)$$

Для прямоугольной в плане подушки при  $\sigma = 0$ :

$$\bar{r}_c = 0, \quad \bar{\varphi}_c = \frac{\varphi_c}{\theta} = \left[ \frac{1}{2} \int_0^{\bar{\theta}_n} \int_{-1}^1 \bar{p}_i \bar{\varphi} d\bar{r} d\bar{\varphi} \right] / \bar{P}_i. \quad (4.93)$$

Как и в случае вычисления коэффициента несущей способности, здесь вычисления сводятся к последовательному применению составных формул трапеций. В результате получим следующие расчетные формулы

$$\begin{aligned}\xi_{c,h} &= \left[ \frac{1}{2} \sum_{i_\varphi=0}^{N_{\theta_n}-1} \sum_{i_r=0}^{N_r-1} \frac{h_{r,i_r} h_{\varphi,i_\varphi}}{4} p_h(r_{i_r}, \varphi_{i_\varphi}) (\sigma r_{i_r} + 1)^2 \cos(\sigma \lambda \varphi_{i_\varphi}) \right] / P_i, \\ \eta_{c,h} &= \left[ \frac{1}{2} \sum_{i_\varphi=0}^{N_{\theta_n}-1} \sum_{i_r=0}^{N_r-1} \frac{h_{r,i_r} h_{\varphi,i_\varphi}}{4} p_h(r_{i_r}, \varphi_{i_\varphi}) (\sigma r_{i_r} + 1)^2 \sin(\sigma \lambda \varphi_{i_\varphi}) \right] / P_i.\end{aligned}\quad (4.94)$$

Формулы для  $\varphi_{c,h}, r_{c,h}$  аналогичны и получаются из последних добавлением к параметрам  $\xi_c, \eta_c$  индекса  $h$ . При  $\sigma = 0$  коэффициенты  $\varphi_{c,h}, r_{c,h}$  определяются равенствами

$$\varphi_{c,h} = \left[ \frac{1}{2} \sum_{i_\varphi=0}^{N_{\theta_n}-1} \sum_{i_r=0}^{N_r-1} \frac{h_{r,i_r} h_{\varphi,i_\varphi}}{4} p_h(r_{i_r}, \varphi_{i_\varphi}) \varphi_{i_\varphi} \right] / P_i, \quad r_{c,h} = 0. \quad (4.95)$$

#### 4.11 Описание алгоритма решения задачи

Основной итерационный процесс представляет собой последовательное согласование (уравновешивание) решений связанных задач: теплопроводности в твердых элементах, тепломассопереноса в смазочном и пограничном слоях и по-

иск советуемого состоянию системы давления. Этот процесс направлен на достижение самосогласованного состояния, обеспечивающего требуемую несущую способность подшипника.

Температура на каждом шаге итерационного процесса рассчитывается отдельно для твердых элементов (упорный диск и подушка) и слоя смазки. Их взаимное влияние учитывается через разработанный итерационный метод декомпозиции областей. На каждом шаге этого метода подзадачи решаются параллельно, после чего их решения согласуются через выполнение условий сопряжения (непрерывности температуры и теплового потока) на границах раздела. Такой подход снижает вычислительную сложность задачи по сравнению с решением единой задачи для всей области.

Согласованное температурное поле, полученное в результате декомпозиции, определяет распределение вязкости смазки. Это распределение служит входным параметром для гидродинамической задачи уравнения Рейнольдса (4.14), результатом которого является поле распределения давления  $p$  в смазочном слое. Градиент этого давления совместно с вращением упорного диска однозначно определяет поле скоростей течения смазки  $V$ . В свою очередь это поле скоростей, будучи подставленным в уравнение энергии (4.23), задает новый шаг итерационного процесса для расчета конвективного теплопереноса и, следовательно, нового распределения температуры  $t$ .

Расчет считается физически корректным и завершенным при одновременном выполнении набора строгих критериев:

1) необходимо совпадение температур и равенство встречных тепловых потоков на границах раздела «смазка – упорный диск» и «смазка – подушка» в пределах заданной допустимой погрешности;

2) распределения давления и температуры должны обеспечивать необходимую несущую способность, способную компенсировать внешнюю стационарную и динамическую нагрузки на подшипник;

3) должны выполняться с высокой точностью массовый баланс (равенство втекающего, истекающего и перетекающего потоков смазки), объемный баланс в тонком зазоре и тепловой баланс всей системы.

Рассмотрим блок-схему алгоритма решения поставленной нестационарной задачи (рисунок 4.6). Отметим, что все основные вычисления проводятся в безразмерной форме, что обеспечивает универсальность метода. Исходные данные могут быть заданы как в размерном, так и в безразмерном виде, а результаты, при необходимости, масштабируются обратно.



Рисунок 4.6 – Основной алгоритм расчета

Блок 1 осуществляет запуск алгоритма. В блоке 2 производится ввод исходных данных, которые логически разделены на четыре группы. Первая группа определяет физико-геометрические параметры подшипника. Вторая группа описывает нестационарные режимы работы: тип переходного процесса (пуск, останов, изменение скорости) и закон движения диска. Здесь же задается тип воздействия: для прямой задачи задается траектория движения диска (синусоидальная или пилообразная), а для обратной задачи – внешняя сила, воздействующая на ротор (также синусоидальная или пилообразная). Третья группа данных содержит параметры численных методов: максимальное количество итераций, итерационные параметры и допустимую погрешность расчетов. Наконец, в четвертой группе задаются параметры для табулирования, причем предусмотрена возможность изменять несколько параметров одновременно как вручную, так и по линейному или показательному закону.

Блок 3 выполняет проверку наличия параметров для табуляции. Если табуляция необходима, генерируется множество наборов входных параметров, и для каждого из них создается параллельная расчетная задача. Далее начинается цикл вычислений для каждого варианта или переход к одиночному расчету. Блок 4 завершает процедуру расчета.

Рассмотрим расчетную задачу, порождаемую блоком 3 подробнее (рисунок 4.7).

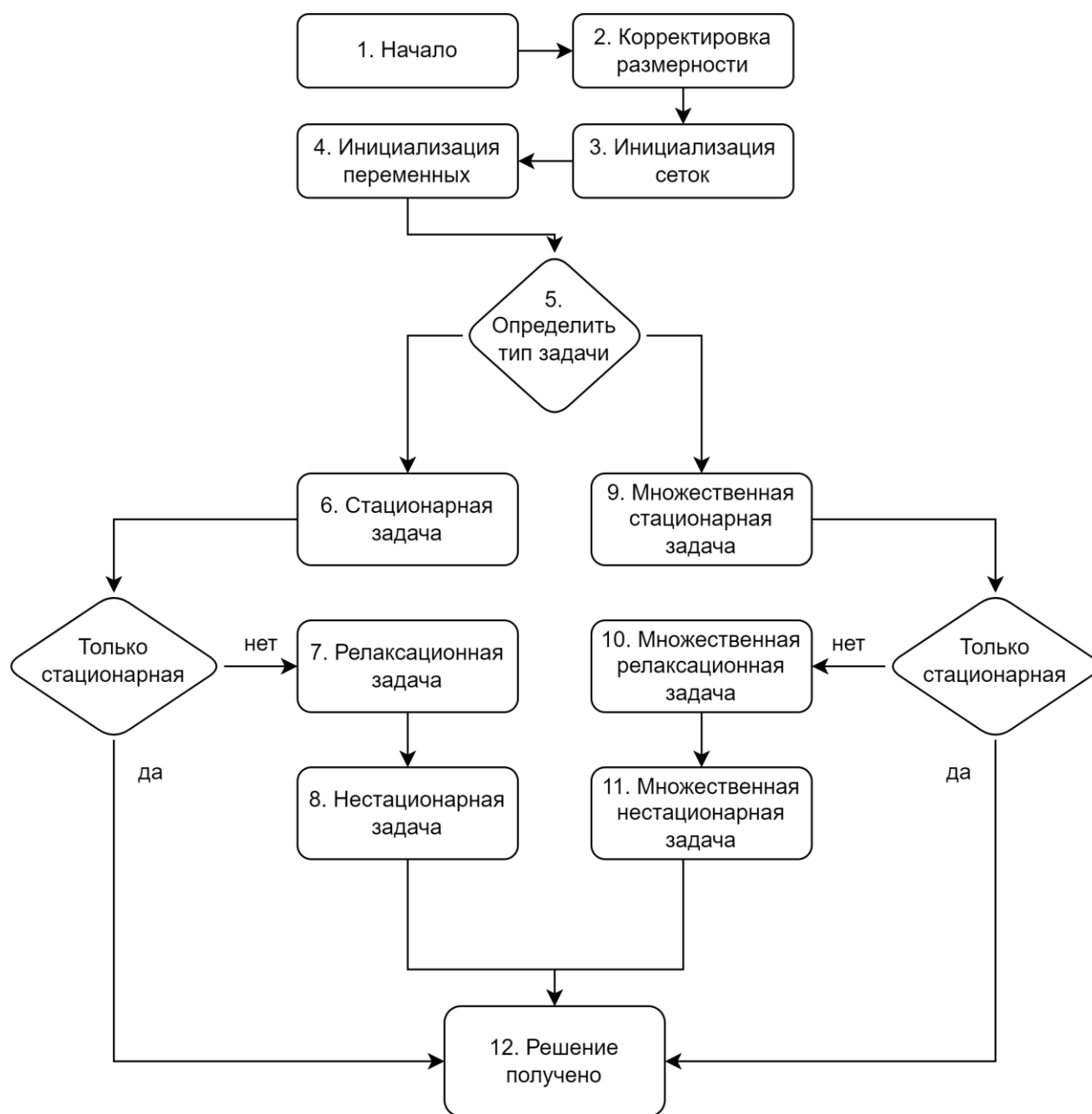


Рисунок 4.7 – Решение в зависимости от типа задачи



В блоке 2 осуществляется проверка размерности исходных данных. Если задача поставлена в размерных величинах, производится их обезразмеривание с сохранением коэффициентов для последующего обратного пересчета результатов. Все дальнейшие вычисления выполняются в безразмерной постановке.

Блок 3 отвечает за инициализацию расчетной области: строятся разностные сетки, определяются их параметры. На основании построенных сеток в блоке 4 инициализируются массивы для искомым и вспомогательных переменных.

Блок 5 обеспечивает выбор направления расчета в зависимости от постановки задачи – прямой или обратной.

В случае прямой задачи (блок 6) алгоритм переходит к решению стационарной задачи. После ее завершения проверяется, требуется ли расчет нестационарных режимов. Если требуется, то запускается релаксационная задача (блок 7), которая корректирует стационарное решение в зависимости от нестационарных коэффициентов для сглаживания потенциальных скачков при переходе к нестационарному расчету. Затем в блоке 8 выполняется непосредственное решение нестационарной задачи на заданном временном интервале.

В случае обратной задачи (блок 9) алгоритм работает иначе. Сначала в цикле с помощью алгоритма поиска области локализации (4.48) и метода zeroin (рисунок 4.8) решается множество стационарных задач для фиксированных положений диска (параметр  $y_{см.д}$ ) до тех пор, пока не будет найдено устойчивое равновесное положение под действием заданной силы. После этого, аналогично прямой постановке, если требуется нестационарный расчет, выполняется множество задач релаксации (блок 10) для выхода на устойчивый режим и финальный нестационарный расчет (блок 11), где на каждом временном шаге происходит балансировка положения диска под действием изменяющейся внешней силы.

Детально структура решения стационарной задачи раскрыта на рисунке 4.9. Процесс представляет собой множество вложенных итерационных процессов. Вначале (блоки 2-3) производится сборка матриц для уравнений теплопроводности в диске и подушке, а также вычисление вспомогательных коэффициентов.

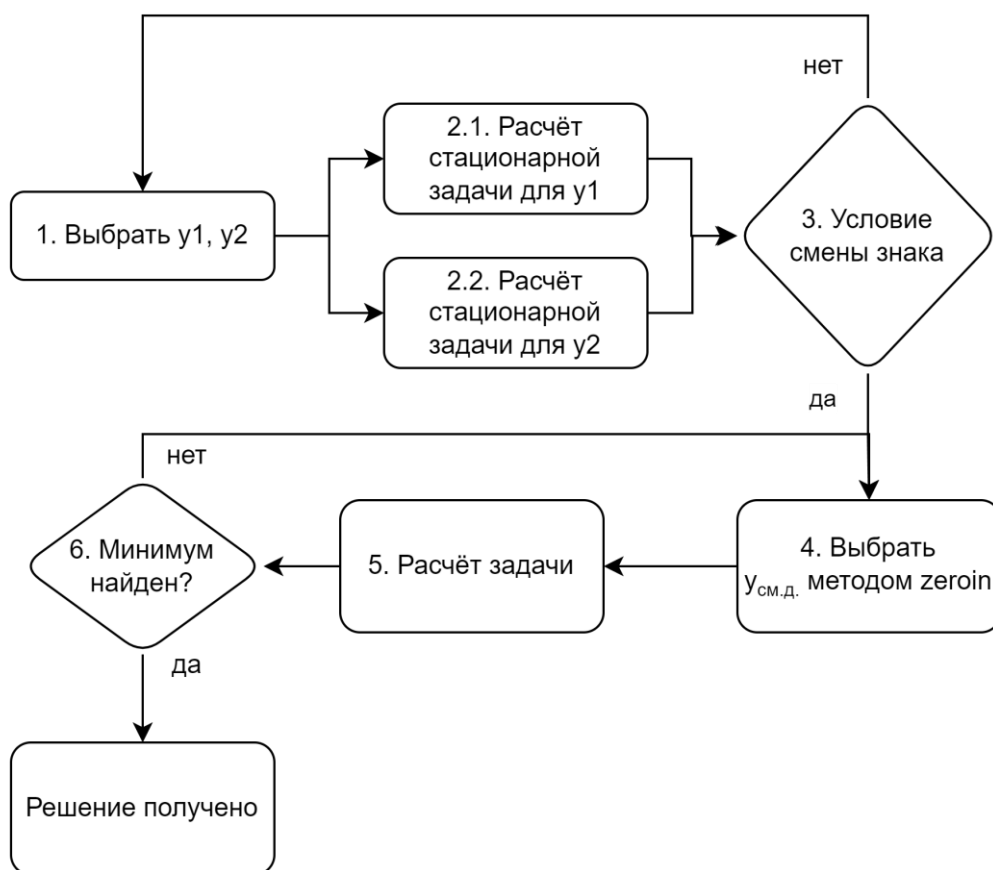


Рисунок 4.8 – Алгоритм поиска решения обратной задачи

Далее запускается основной итерационный контур уравнивания давления и температуры. Блок 4 отвечает за расчет поля давления на основе уравнения Рейнольдса. На его основе в блоке 5 рассчитываются параметры, необходимые для температурной задачи. В блоке 6 производится сборка матрицы для уравнения энергии на основе полученного давления. Блок 7 реализует параллельный расчет температурных полей в трех областях: подушка – 7.1, диск – 7.2, смазочный слой – 7.3) с использованием метода декомпозиции (см. раздел 4.6). В конце итерационного шага метода декомпозиции области обмениваются граничными условиями (блок 8), и в случае достижения достаточной точности для гладкости потоков и температур на границах областей процесс заканчивается: позволяет производить расчет температурных полей при обмене граничными условиями.

После выполнения условий сходимости метода декомпозиции в блоке 9 вычисляются интегральные характеристики и проверяется точность массового дисбаланса над подушкой и определения несущей способности (блок 9),

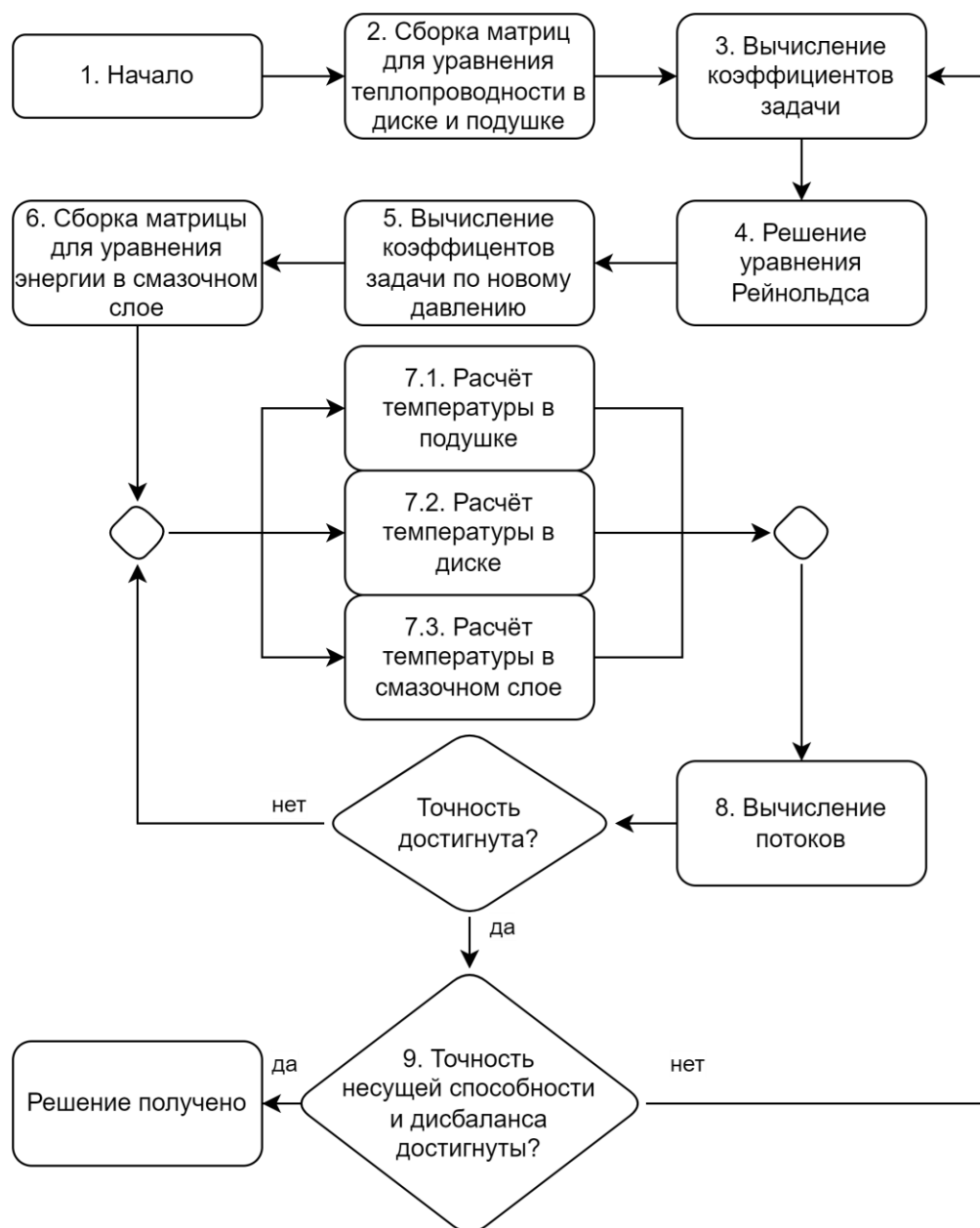


Рисунок 4.9 – Алгоритм расчета стационарной задачи

необходимой для корректной работы подшипника. При невыполнении критерия точности алгоритм возвращается к началу итерационного контура (блок 3) для пересчета коэффициентов и, далее, поля давлений с уточненными температурными данными. Если решение удовлетворяет всем критериям, осуществляется выход из подпрограммы.

Отличие релаксационной и нестационарной задач показано на рисунке 4.10. После решения стационарной задачи и проверки необходимости решения нестационарной задачи (блок 1) начинается решение релаксационной задачи. В первую очередь производится корректировка параметров участвующих в уравнениях для

поиска искомых переменных – добавляются коэффициент нестационарной задачи при фиксированном моменте времени  $\tau = 0$  (блок 2). На основе построенных коэффициентов производится поиск температуры и давления, удовлетворяющих скорректированным уравнениям (блок 3). Процесс их расчета повторяет схему на рисунке 4.9. Расчет интегральных характеристик (блок. 4) позволяет определить необходимость окончания расчета релаксационной задачи (блок 5). Если необходимая точность искомых параметров достигнута, производится переход к нестационарной задаче, которая начинается с поиска положения диска (блок 6). Способ поиска положения диска отличается в зависимости от типа задачи. В случае прямой, как говорилось ранее, положение задается правилом. В случае обратной задачи – происходит следование алгоритму, показанному на рисунке 4.8, который обеспечивает выполнение блоков 7...9. Достижение временной границы расчета и необходимой точности позволяет завершить расчет.

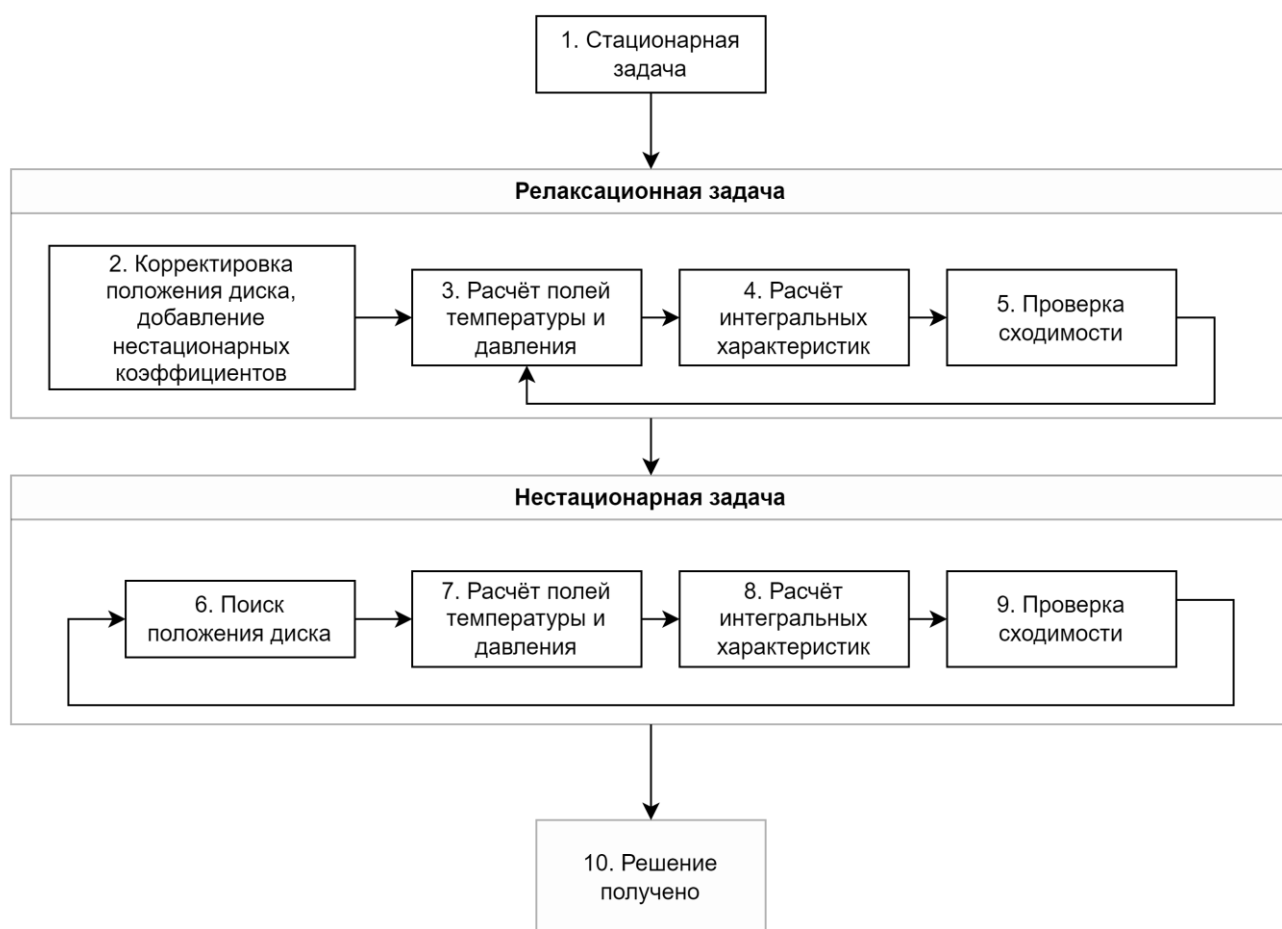


Рисунок 4.10 – Отличие релаксационной и нестационарной задач

#### 4.12 Программа расчетов для ЭВМ

По результатам численной реализации поставленной ПТУГД математической модели разработана новая версия программы расчетов Sm2px3Tхт<sup>1</sup>, позволяющая рассчитывать термоупругогидродинамические характеристики упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при разных постановках динамического нагружения (прямая и обратная задачи) на нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК и написанная в среде Visual Studio 2022 для MS Windows 10/11.

Программа содержит свыше 183 тысяч строк текста на языке C++. Работа с программой расчетов осуществляется привычным для пользователей Windows образом. Полученные результаты расчетов в виде таблиц и графиков могут быть выведены на экран или в файл. Они могут быть использованы в редакторах типа MS Word, электронных таблицах типа MS Excel, следовательно, при составлении различной технической документации. На программу Sm2px3Tхт получены два свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ [275, 276].

---

<sup>1</sup> Программа составлена Федотовым П. Е.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«КАЗАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

СОКОЛОВ НИКОЛАЙ ВИКТОРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА  
ТЕРМОУПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ  
И УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ  
КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН**

ТОМ 2

Специальность 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная,  
компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы

**ДИССЕРТАЦИЯ**  
на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научный консультант:  
доктор технических наук, профессор  
Хадиев Муллагали Бариевич

Казань – 2026

## ОГЛАВЛЕНИЕ

### ТОМ 2

|                                                                                                                |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ГЛАВА 5 АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА..... | 4   |
| 5.1 Гармоническое перемещение упорного диска.....                                                              | 5   |
| 5.2 Перемещение упорного диска при помпаже компрессора.....                                                    | 26  |
| 5.3 Анализ влияния частоты вращения диска на переходных режимах работы компрессора.....                        | 41  |
| 5.4 Предельные характеристики покрытия неподвижной подушки.....                                                | 59  |
| 5.5 Выводы.....                                                                                                | 71  |
| ГЛАВА 6 АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА..... | 80  |
| 6.1 Анализ влияния параметров численных методов.....                                                           | 81  |
| 6.2 Анализ влияния формы пограничного слоя.....                                                                | 89  |
| 6.3 Влияние граничных условий для уравнения Рейнольдса.....                                                    | 93  |
| 6.4 Описание распределения давления и температур при разном профилировании подушки.....                        | 97  |
| 6.5 Анализ влияния упорного диска.....                                                                         | 102 |
| 6.6 Анализ влияния межподушечного канала.....                                                                  | 107 |
| 6.7 Сравнение двух профилей рабочей поверхности подушки.....                                                   | 132 |
| 6.8 Выводы.....                                                                                                | 135 |
| ГЛАВА 7 АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....                               | 141 |
| 7.1 Распределение тепловых потоков.....                                                                        | 141 |
| 7.2 Влияние класса вязкости смазки.....                                                                        | 156 |
| 7.3 Влияние температуры подачи смазки.....                                                                     | 166 |
| 7.4 Выводы.....                                                                                                | 177 |

|                                                                                                                                                        |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ГЛАВА 8 ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ<br>МОДЕЛИ ПУТЕМ СРАВНЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ФИЗИЧЕСКОГО И<br>ЧИСЛЕННОГО ЭКСПЕРИМЕНТОВ. ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ..... | 182 |
| 8.1 Погрешность численного эксперимента.....                                                                                                           | 183 |
| 8.2 Оценка погрешности математической модели путем сравнения ре-<br>зультатов расчета с другими программами.....                                       | 186 |
| 8.3 Экспериментальные исследования упорного подшипника.....                                                                                            | 194 |
| 8.3.1 <i>Описание экспериментального стенда</i> .....                                                                                                  | 194 |
| 8.3.2 <i>Система автоматизации экспериментального стенда</i> .....                                                                                     | 202 |
| 8.3.3 <i>Методы измерения параметров упорного подшипника</i> .....                                                                                     | 215 |
| 8.3.4 <i>Программа, методика проведения и обработки<br/>результатов экспериментальных исследований</i> .....                                           | 218 |
| 8.3.5 <i>Оценка погрешности измерения контролируемых величин</i> .....                                                                                 | 223 |
| 8.3.6 <i>Сравнение результатов физических и численных<br/>экспериментов</i> .....                                                                      | 228 |
| 8.4 Выводы.....                                                                                                                                        | 249 |
| ГЛАВА 9 ПРОМЫШЛЕННОЕ ОСВОЕНИЕ УПОРНЫХ<br>ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....                                                                                   | 250 |
| 9.1 Инженерная методика расчета.....                                                                                                                   | 250 |
| 9.2 Рекомендации по проектированию и конструктивному<br>оформлению.....                                                                                | 257 |
| 9.3 Требования к применяемым материалам.....                                                                                                           | 261 |
| 9.4 Реинжиниринг упорных подшипников.....                                                                                                              | 269 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....                                                                                                                                        | 272 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....                                                                                                                                 | 283 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ.....                                                                                                                                        | 320 |



## ГЛАВА 5 АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Осевая нагрузка, действующая на упорный подшипник скольжения компрессорной машины, в значительной степени зависит от внутренних физических процессов сжимаемой газовой среды проточной части, которые в процессе работы компрессора являются зависящими от времени. Следовательно, при расчете УПС необходимо обратить внимание на нестационарные режимы работы ЦК и ВК, которые приводят также к динамическому нагружению самого упорного подшипника. Нестационарные процессы могут наблюдаться при включении компрессора во внешнюю сеть, содержащую инерционность и емкость, при отключении компрессора от сети (т. е. при изменении сопротивления сети всасывания или нагнетания), при пуске и остановке или изменении характеристик самого компрессора, например, при изменении частоты вращения ротора (переходные режимы) [4, 8, 277, 278]. Отдельно необходимо рассматривать опасные для прочности конструкции ЦК режимы, связанные с нестационарными газодинамическими процессами непосредственно в проточной части: это вращающийся срыв и помпаж [6-8, 11-13, 21]. При нестационарных режимах на упорный подшипник действует также нерасчетная динамическая составляющая осевой силы, что приводит к изменению нагрузки по абсолютной величине, а в некоторых случаях направлению. Например, при попадании рабочей точки ЦК в помпажную зону и последующем быстром открытии байпасного клапана, в том числе при стравливании газа из корпуса компрессора [4, 83, 277, 279]. Результатом этого может явиться выход из строя УПС вследствие воздействия резкой ударной нагрузки и возможного касания упорного диска ротора и подушек подшипника. Нестационарные режимы ЦК и ВК могут существенно увеличить силовое и температурное воздействие, которое может достичь предельного значения для несущих подушек УПС и сократить срок их службы [18, 22]. Следует отметить, что в целом конструктивное исполнение подшипников скольжения определяет вибрационную надежность роторных систем из-за передаваемых усилий на корпус компрессора.

В соответствии с этим представляет интерес проведение анализа локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик упорного подшипника скольжения при нестационарных режимах работы центробежных и винтовых компрессоров. Далее в главе приведены численные исследования в размерном виде изменения характеристик УПС с неподвижными подушками с помощью программы расчетов Sm2px3Tхт при разных формах перемещения и изменении частоты вращения упорного диска ротора ЦК и ВК. Расчеты проведены на ЭВМ ПК на базе процессора AMD Ryzen 5 3500 6-Core Processor 3.59 GHz.

Основные результаты главы опубликованы в работах [20, 83, 277-279, 281, 286, 290, 292, 294].

### 5.1 Гармоническое перемещение упорного диска

В инженерной практике изучения системы «ротор – подшипники скольжения» распространена постановка *обратной линейной (линеаризованной) задачи* (см. рисунок 2.5, Том 1). Она заключается в представлении гидродинамической реакции смазочного слоя ПС линейными функциями перемещений и скоростей центра вращающегося элемента и дальнейшем определении через динамические характеристики смазочного слоя подшипника – тензоры жесткости и демпфирования, границ устойчивости [186, 195, 202, 205]. Точность такого метода ограничена амплитудой перемещения ротора, при котором относительный эксцентриситет перемещения, как правило, не должен превышать  $e_n = e / h_2 \leq 0,3$  высоты зазора [202].

В некоторых случаях в расчетах подшипников применяется постановка *обратной нелинейной задачи*, позволяющей моделировать без ограничения перемещение вращающегося элемента в пределах рабочего зазора подшипников на основе совместного решения уравнений динамики ротора и гидродинамики смазочных слоев подшипников скольжения [128, 203, 204, 280]. Для упорного подшипника обратная постановка заключается в определении положения упорного диска в осевом зазоре при восприятии им переменного силового воздействия.

В практике проектировочного и поверочного расчетов осевая нагрузка на УПС, как правило, принимается постоянной  $F = \text{const}$ . В этом случае при заданном

радиусе шейки вала  $R_0$  пошагово определяются внутренний  $R_1$  и внешний  $R_2$  радиусы подушек, угол охвата подушки  $\theta_n$  и число подушек  $z$  из условия площади заполнения рабочей поверхности УПС, относительные длина  $\lambda$  и ширина  $\sigma$  подушки и оставшиеся геометрические размеры и эксплуатационные параметры [18]. Используемая в настоящем исследовании постановка *прямой динамической задачи* позволяет изучить динамическое нагружение УПС с неподвижными подушками также без ограничений путем произвольного моделирования формы перемещения упорного диска ротора компрессора под действием переменной возмущающей силы  $F$ . Такая постановка позволяет исследовать локальные, интегральные и динамические (коэффициенты жесткости и демпфирования) термоупругогидродинамические характеристики упорного подшипника при перемещении диска, и, следовательно, ее можно рассматривать как дополнение к классическому статическому расчету. В этом случае при перемещении не учитывается инерционная сила от массы ротора, поскольку при решении задачи не используется составляющая уравнения динамики ротора компрессора  $F = m_p \ddot{y}_{см.д}$ .

Экспериментально подтверждено, что при вращающемся срыве ЦК давление нагнетания сжимаемого газа изменяется по гармоническому закону [6-8, 11, 13, 15, 16, 20, 21]. На рисунке 1.9, Том 1, это соответствует начальной стадии мягкого помпажа «1». В развитой стадии «2» жесткого помпажа ЦК кривая изменения давления нагнетания  $p_k$  и имеет пилообразный характер закону [6-8, 12, 13, 15, 16, 20, 21]: давление вначале резко падает, далее постепенно восстанавливается до прежнего значения, и затем изменение давления периодически повторяется. Как видно из рисунка 1.9, Том 1, в развитой стадии «2» характерный для помпажа график давления имеет промежуточное колебание, по-видимому, связанное с наложением процессов помпажа двух или нескольких последовательно соединенных компрессоров (или секций).

На рисунке 1.9, Том 1, можно заметить, что *осевое перемещение* ротора  $h_p$  повторяет график изменения давления нагнетания  $p_k$  с незначительным запаздыванием «3», сглаживая его высокочастотные пульсации, т. е. коррелирует с характером изменения давления нагнетания КУ. По-видимому, сглаживание высокочастотных

стотных пульсаций давления нагнетания связано с инерционными свойствами ротора. Следует отметить, что на начальной стадии изменение зазора  $h_p$  к помпажу более чувствительно, чем давление  $p_k$ . С дальнейшим развитием помпажа средняя величина  $h_p$  снижается в сторону нуля. Это опасный фактор, поскольку при пересечении нулевой линии меняется направление суммарной гидродинамической силы на противоположное по знаку, что в свою очередь может привести к сильным осевым колебаниям ротора и возникновению ударных нагрузок на УПС [26, 66].

Таким образом, в случае вращающегося срыва потока сжимаемого газа и при неразвитом «мягком» помпаже ЦК происходит изменение осевого положения диска ротора компрессора по гармоническому закону [281]. Давление  $p_k$  наиболее явно влияет на действующую вдоль оси ротора осевую нагрузку  $F$ , особенно для компрессоров с межопорным расположением рабочих колес [2, 4]. Исходя из этого, при постановке прямой задачи принято, что аналогично гармоническому изменению давления нагнетания  $p_k$  изменяются осевая нагрузка  $F$  и, следовательно, положение упорного диска  $h_2$  при помпаже ЦК, поскольку эти две величины взаимосвязаны [47, 168]. В соответствии с этим перемещение диска от начала координат вдоль оси ротора компрессора  $y_{см.д} = y_{st} + y_d$  состоит из суммы постоянной  $y_{st}$  и динамической  $y_d$  составляющих положения диска (см. уравнение 3.82, Том 1). Динамическая составляющая представлена в виде изменения по закону синуса  $y_d = A \sin \Omega \tau$ , где  $A, \Omega$  – амплитуда и циклическая частота перемещения диска при помпаже (см. уравнение 3.83, Том 1). Далее суммарная величина  $y_{см.д}$  перемещения диска в ПТУГД математической модели входит в форму зазора плоскоклиновой поверхности неподвижной подушки УПС (см. уравнения 4.3 и 4.4, Том 1).

Хотя указанный метод при постановке прямой задачи позволяет обрабатывать любое произвольное динамическое нагружение аналогично работе [282], представленные результаты относятся только к выбранному гармоническому нагружению. Такое нагружение УПС используется в том числе потому, что позволяет лучше понять термоупругогидродинамические явления при динамическом нагружении.

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tht при численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [8, 281, 283-286]. На условной границе пограничного слоя задавалась температура смазки в МПК, т. е.  $t = t_0$ . Использовались характеристики турбинного масла Тп-22С марки 1 по ТУ 38.101821-2013 или Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92 класса вязкости ISO VG 32. Размеры аппроксимирующих сеток приняты  $N_r = 51$ ,  $N_\varphi = 71$ ,  $N_y = 31$ ,  $N_{уп} = 9$ ,  $N_{уд} = 9$ .

Частота мягкого помпажа принята  $\nu = 1$  Гц, 5 Гц и 10 Гц, исходя из исследований помпажных режимов работы ЦК [6-8, 11, 13, 15, 16, 21, 83]. Это соответствует циклической частоте перемещения диска  $\Omega = 2\pi\nu = 6,28$  рад/с, 31,42 рад/с и 62,83 рад/с или времени периода помпажа  $\tau_n = 1$  с, 0,2 с или 0,1 с. Остальные исходные данные указаны в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета

| № п.п. | Параметр                                                        | Обозначение и единица измерения              | Значения              |
|--------|-----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------|
| 1.     | Профиль рабочей поверхности подушки                             | винтовая поверхность                         | –                     |
| 3.     | Внутренний диаметр                                              | $D_1$ , мм                                   | 70                    |
| 4.     | Внешний диаметр                                                 | $D_2$ , мм                                   | 115                   |
| 5.     | Количество подушек                                              | $z$                                          | 8                     |
| 6.     | Угловая протяженность подушки                                   | $\theta_n$                                   | 38,8°                 |
| 7.     | Угловая протяженность скоса                                     | $\theta_k$                                   | $0,75 \cdot \theta_n$ |
| 8.     | Глубина скоса                                                   | $\delta_{ск}$ , мм                           | 0,05                  |
| 9.     | Толщина упорного диска                                          | $H_\partial$ , мм                            | 25                    |
| 10.    | Толщина подушки                                                 | $H_n$ , мм                                   | 5                     |
| 11.    | Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска | $\lambda_n = \lambda_\partial$ , Вт/(м·град) | 50                    |
| 12.    | Теплоемкость материала подушки и упорного диска                 | $c_n = c_\partial$ , Дж/(кг·град)            | 469                   |
| 13.    | Температура подачи смазки                                       | $t_0$ , °С                                   | 40                    |

Продолжение таблицы 5.1

|     |                                          |                                        |                         |
|-----|------------------------------------------|----------------------------------------|-------------------------|
| 14. | Давление по краям подушки, абс.          | $p _r$ , МПа                           | 0,24...0,26             |
| 15. | Коэффициент теплоотдачи                  | $\alpha_T$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·град) | 300...500               |
| 16. | Частота вращения ротора                  | $n$ , мин <sup>-1</sup>                | 5000 и 10000            |
| 17. | Высота зазора при статическом нагружении | $h_2$ , мкм                            | 90 и 45                 |
| 18. | Амплитуда перемещения диска              | $A$ , мкм                              | 45 и 22,5;<br>25 и 12,5 |
| 19. | Циклическая частота перемещения диска    | $\Omega$ , рад/с                       | 6,28; 31,42 и<br>62,83  |
| 20. | Время 1-ого периода или цикла помпажа    | $\tau_n$ , с                           | 1; 0,2 и 0,1            |

На рисунках 5.1, 5.2 представлено изменение несущей способности УПС с неподвижными подушками при перемещении диска по гармоническому закону. Происходит также циклическое изменение  $P$ : при уменьшении зазора  $h_2$  несущая способность ожидаемо увеличивается, при увеличении – возрастает. Рабочий режим устанавливается уже на 2-ом периоде. При этом в процессе перемещения наблюдается существенное запаздывание изменения несущей способности во времени при максимальном зазоре  $h_2$ , и образуется остроконечный пик максимума  $P$  при минимальном зазоре  $h_2$ . Это связано с процессом поршневого типа над рабочей жидкостью в смазочном слое: выдавливание смазки из зазора и повышение гидродинамического давления  $p$  происходят скоротечно. Обратный процесс наполнения смазкой происходит путем подсоса через внешние границы смазочного слоя, в том числе из пограничного слоя МПК и возможно через боковые грани подушки при  $r = R_1$  и  $r = R_2$  с температурой  $t_0$ , что предусмотрено соответствующим граничным условием для уравнения энергии (см. граничные условия 3.39, 3.40, Том 1). При увеличении рабочего зазора уменьшаются относительная клиновидность  $\varepsilon_0$  и гидравлическое сопротивление, от которых, в сущности, зависит возникновение гидродинамической реакции [56, 115]. Это приводит к тому, что локальное повышение гидродинамического давления  $p$  при уменьшающемся зазоре  $h_2$  обладает некоторой инерцией.

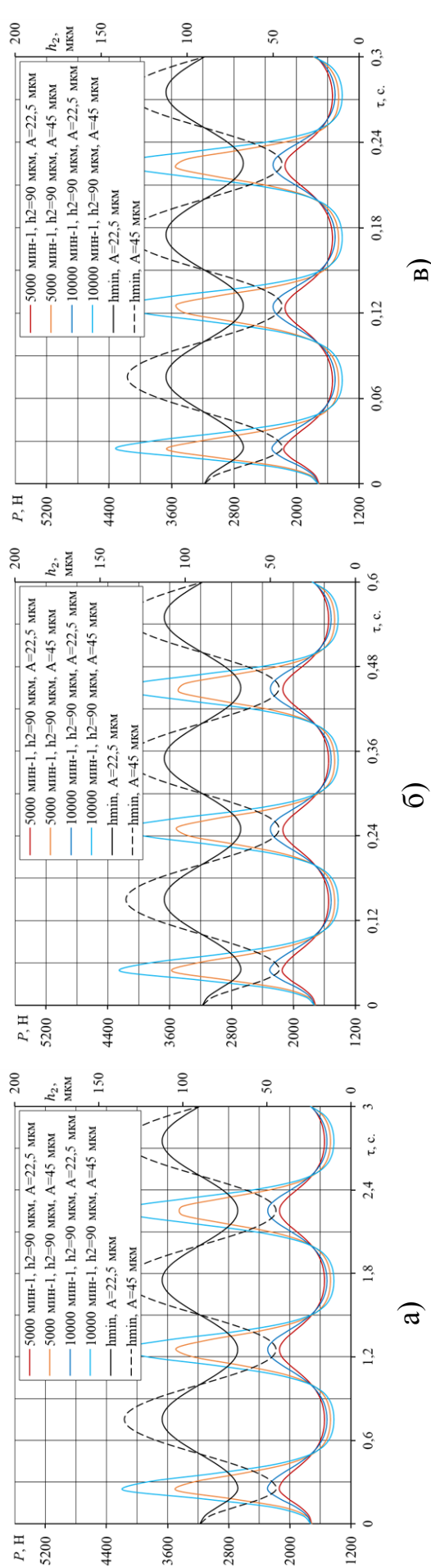


Рисунок 5.1 – Изменение несущей способности  $P$  при перемещении диска, зазор  $h_2=90$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)

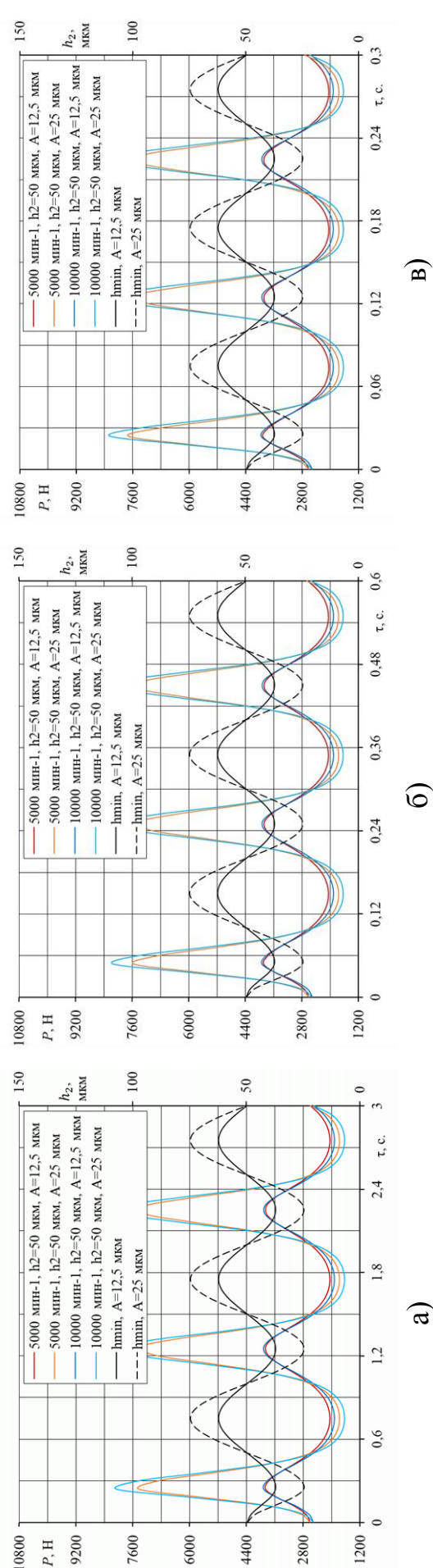


Рисунок 5.2 – Изменение несущей способности  $P$  при перемещении диска, зазор  $h_2=50$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)

Из рисунков 5.1, 5.2 также видно, что увеличение циклической частоты перемещения с  $\Omega=6,28$  рад/с ( $\nu=1$  Гц) до  $\Omega=62,83$  рад/с ( $\nu=10$  Гц) не влияет на поведение изменения характеристик упорного подшипника. Следовательно, в рассматриваемом из практики интервале гармонического изменения частоты помпажа  $\nu=1 \dots 10$  Гц характеристики УПС остаются неизменными, чего естественно не стоит ожидать при дальнейшем возрастании частоты перемещения диска. Следует отметить, что возрастание циклической частоты  $\Omega$  при увеличенных частотах вращения диска  $n \geq 10000$  мин<sup>-1</sup> и зазорах  $h_2 \geq 90$  мкм и, следовательно, низком гидродинамическом давлении  $p$  приводит к некоторому разрежению на рабочей поверхности подушки вблизи внутреннего радиуса при  $r = R_1$  и  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$  с локальным давлением смазки, ниже давления подачи  $p < p|_Г = 0,24 \dots 0,25$  МПа (см. рисунок 5.12б).

Увеличение амплитуды гармонического перемещения в 2 раза при неизменном статическом зазоре  $h_2=90$  мкм с  $A=22,5$  мкм до 45 мкм приводит к нелинейному повышению пика максимальной несущей способности  $P$  при циклическом процессе: при частоте вращения  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> на  $(3661,64-2166,59) \cdot 100/2166,59=69$  %, а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на  $(4303,6-2314,19) \cdot 100/2314,19=86$  % (рисунки 5.1а-5.1в). В свою очередь увеличение частоты вращения в 2 раза с  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> до 10000 мин<sup>-1</sup> приводит к возрастанию  $P$  при амплитуде  $A=22,5$  мкм на  $(2314,19-2166,59) \cdot 100/2166,59=6,8$  %, а при амплитуде  $A=45$  мкм – на  $(4303,6-3661,64) \cdot 100/3661,64=17,5$  %. Уменьшение величины статического зазора с  $h_2=90$  мкм до 50 мкм приводит к значительно бóльшим скачкам изменения  $P$ . Например, при перемещении диска до половины зазора  $A=h_2/2$  (45 мкм и 25 мкм, соответственно) и частоте вращения  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> на  $(7723,89-3661,64) \cdot 100/3661,64=110,9$  %, а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на  $(8252,93-4303,6) \cdot 100/4303,6=91,8$  % (рисунки 5.1а и 5.2а, 5.1б и 5.2б, 5.1в и 5.2в). Следовательно, с увеличением частоты вращения  $n$  влияние величины статического зазора  $h_2$  на колебания несущей способности упорного подшипника уменьшается. При этом минимальная величина несущей способности  $P$  при разных частотах



вращения  $n$ , циклических частотах  $\Omega$  и амплитудах  $A$  перемещения изменяется незначительно и максимально на  $(1542,68-1418,14) \cdot 100/1418,14=8,8\%$  при зазоре  $h_2=90$  мкм и на  $(2052,08-1627,62) \cdot 100/1627,62=26,1\%$  при зазоре  $h_2=50$  мкм.

Следует отметить, что на несущую способность упорного подшипника существенное влияние оказывает характер изменения скорости перемещения диска (иногда встречается понятие «скорость сдвливания смазочного слоя» [120]) при динамическом нагружении (рисунки 5.3, 5.4): чем более ломаную кривую имеет скорость  $V_h$ , тем бóльшие пики изменения имеет величина  $P$ , независимо от частоты вращения диска  $n$ . При гармоническом нагружении происходит плавное изменение положения и скорости перемещения упорного диска, что определяет постепенное изменение несущей способности УПС без скачков. В дальнейшем будет показано, что иной характер изменения  $V_h$  происходит при развитом жестком помпаже ЦК (см. рисунок 5.22). Естественно при увеличении циклической частоты  $\Omega$  скорость перемещения диска  $V_h$  увеличивается, а при уменьшении статического зазора с  $h_2=90$  мкм до 50 мкм и амплитуды перемещения  $A$  уменьшается. На рисунках 5.3, 5.4 можно заметить также классическое отставание скорости перемещения диска  $V_h$  (фактически виброскорости) на  $1/4$  периода  $\tau_n$ , т. е. времени перемещения упорного диска.

Если принять за внешнюю силу  $F$  возникающую несущую способность  $P$ , и зная шаг изменения грузоподъемности, времени и величины зазора из результатов численных экспериментов, можно также рассмотреть изменение динамических коэффициентов при перемещении диска: коэффициентов жесткости  $K_{yy} = \Delta P / \Delta h$  (рисунки 5.5, 5.6) и демпфирования  $B_{yy} = \Delta P \Delta \tau / \Delta h$  (рисунки 5.7, 5.8) смазочного слоя, действующих и изменяющихся вдоль оси «у».

Как видно из рисунков 5.5-5.8, динамические коэффициенты  $K_{yy}$ ,  $B_{yy}$  всегда принимают отрицательные значения, поскольку характеризуют дополнительную силу, противоположную по направлению перемещения и скорости перемещения диска [195, 202]. Коэффициент жесткости  $K_{yy}$  (рисунки 5.5, 5.6) имеет достаточно высокие значения, что позволяет сохранять гарантированный рабочий

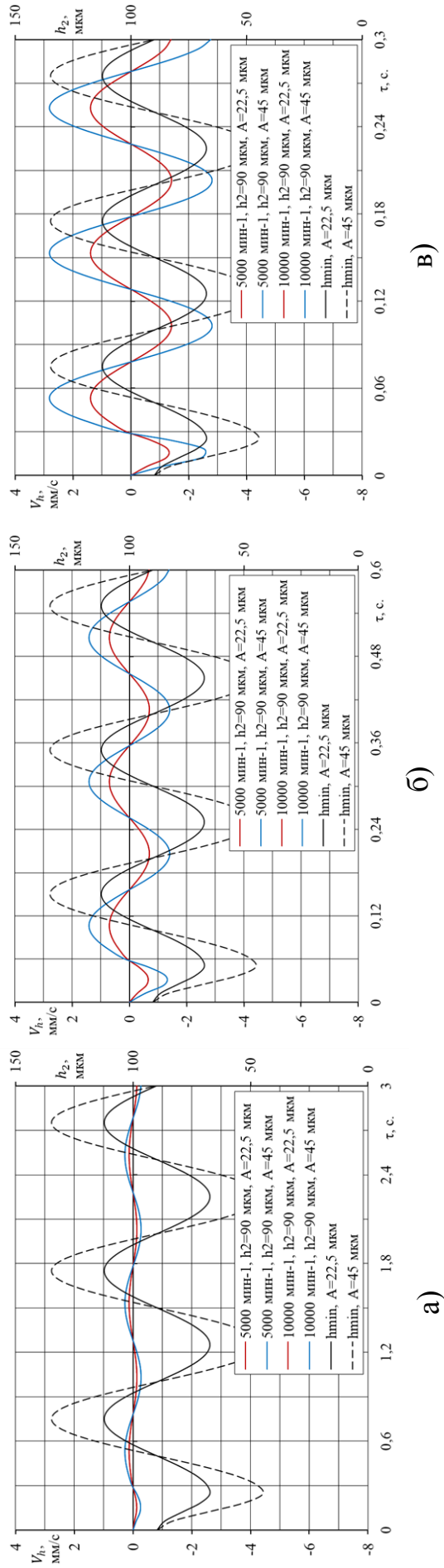


Рисунок 5.3 – Изменение скорости  $V_h$  при перемещении диска, зазор  $h_2=90 \text{ мкм}$ :

$\Omega=6,28 \text{ рад/с}$  (а),  $31,42 \text{ рад/с}$  (б),  $62,83 \text{ рад/с}$  (в)

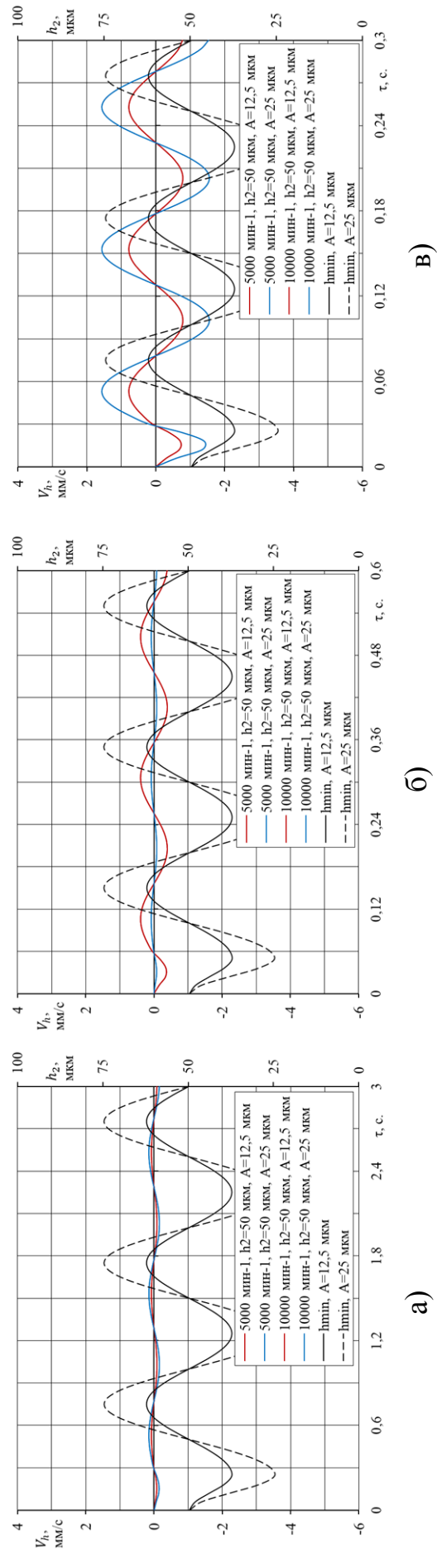


Рисунок 5.4 – Изменение скорости  $V_h$  при перемещении диска, зазор  $h_2=50 \text{ мкм}$ :

$\Omega=6,28 \text{ рад/с}$  (а),  $31,42 \text{ рад/с}$  (б),  $62,83 \text{ рад/с}$  (в)

зазор подшипника при заметном увеличении внешней осевой нагрузки: это также отражается на пологости статической характеристики УПС экспоненциального вида (кривой подвижного равновесия) при разных частотах вращения  $n$ :  $K_{yy} = (P_2 - P_1) / (h_{22} - h_{21}) = -\Delta P / \Delta h$  (рисунок 5.9). На рисунках 5.1, 5.2 можно наблюдать некоторый фазовый сдвиг пиковых значений несущей способности  $P$  и экстремумов кривой изменения зазора  $h_2$ , который происходит вероятно из-за демпфирования смазочного слоя. По мере выдавливания смазки из несущего слоя демпфирование дополняет гидродинамическое давление за счет торможения диска. Возникающее гидродинамическое давление  $p$  при динамическом процессе учитывается правой частью уравнения Рейнольдса (см. уравнение 3.33, Том 1). Аналогично кривой перемещения диска при уменьшающемся зазоре демпфирование возрастает и также уменьшается по абсолютной величине при увеличивающемся зазоре, сохраняя отрицательные значения. Увеличение частоты вращения  $n$ , циклической частоты  $\Omega$  и амплитуды  $A$  перемещения приводит к возрастанию динамических коэффициентов  $K_{yy}$ ,  $B_{yy}$  по абсолютной величине (рисунки 5.5-5.8). То же самое происходит при уменьшении статического зазора с  $h_2 = 90$  мкм до 50 мкм из-за возрастания гидродинамической реакции подшипника. Из рисунков 5.5-5.8 видно, что при пиковых значениях перемещения диска, когда разница между расчетными точками дискретной кривой зазора стремится к нулю  $\Delta h \rightarrow 0$ , кривые функции жесткости и демпфирования  $K_{yy}$ ,  $B_{yy} \rightarrow \infty$  и совершают скачок. От того, какие положительные или отрицательные значения принимает шаг изменения  $\Delta P$ ,  $\Delta \tau$ ,  $\Delta h$ , скачок происходит в положительную или отрицательную сторону. В зависимости от того, как близко расчетные точки находятся к экстремуму максимума или минимума дискретной кривой перемещения диска (в которых  $\partial h / \partial \tau = 0$ ), скачок приобретает большую или меньшую величину.

В целом кривая максимального гидродинамического давления  $p_{\max}$  (рисунки 5.10, 5.11) качественно соответствует изменению несущей способности  $P$  при перемещении диска по тем же физическим причинам и также не зависит от циклической частоты  $\Omega$ . Двукратное повышение амплитуды перемещения с

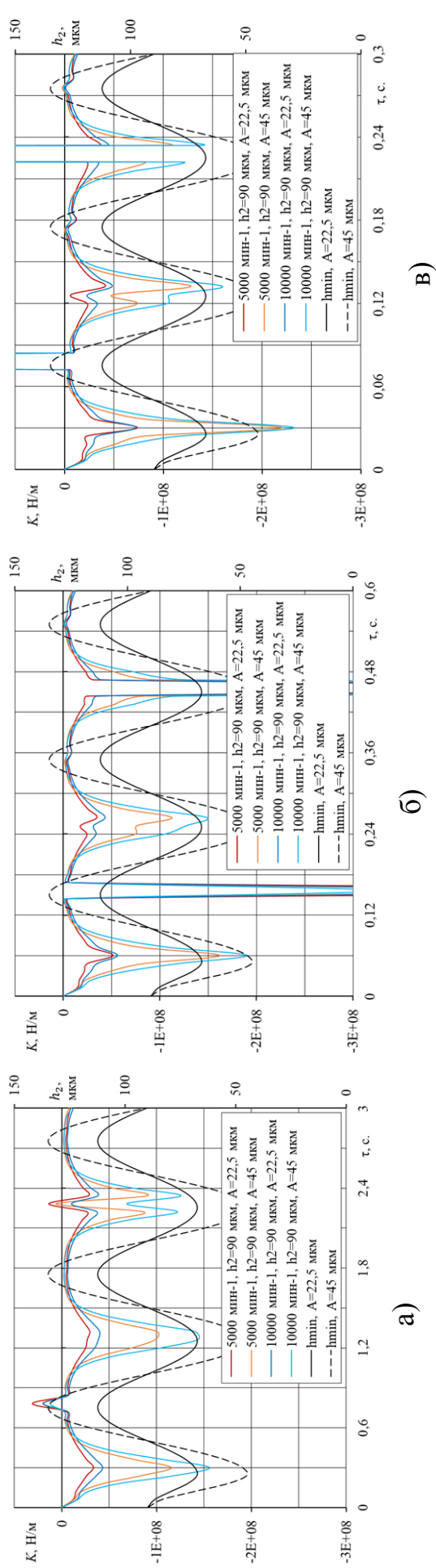


Рисунок 5.5 — Изменение коэффициента жесткости  $K_{yy}$  при перемещении диска, зазор  $h_2=90$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)

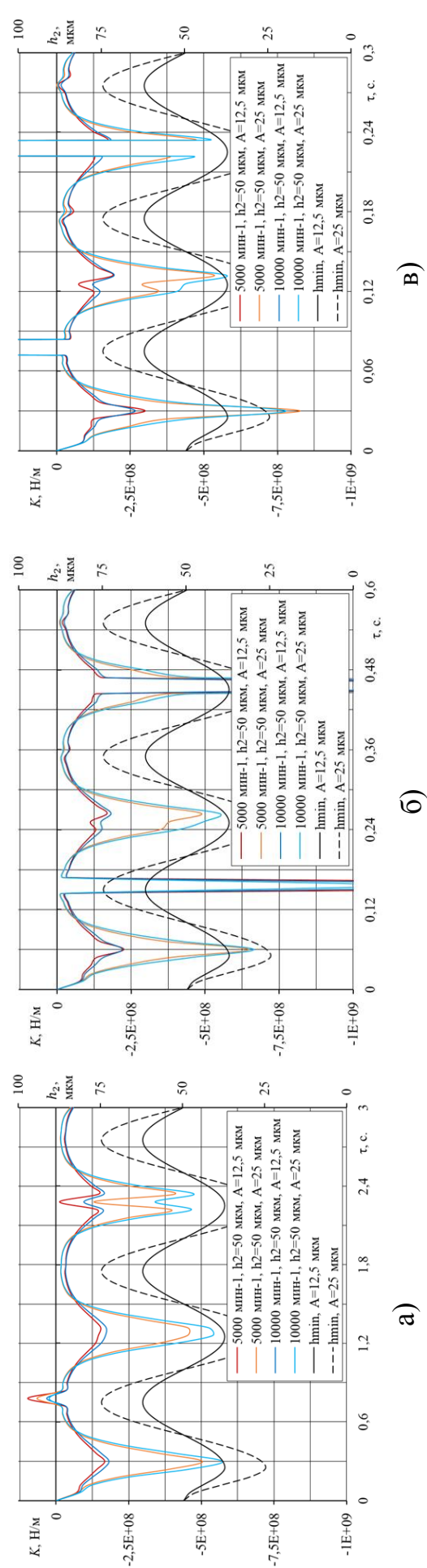


Рисунок 5.6 — Изменение коэффициента жесткости  $K_{yy}$  при перемещении диска, зазор  $h_2=50$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)

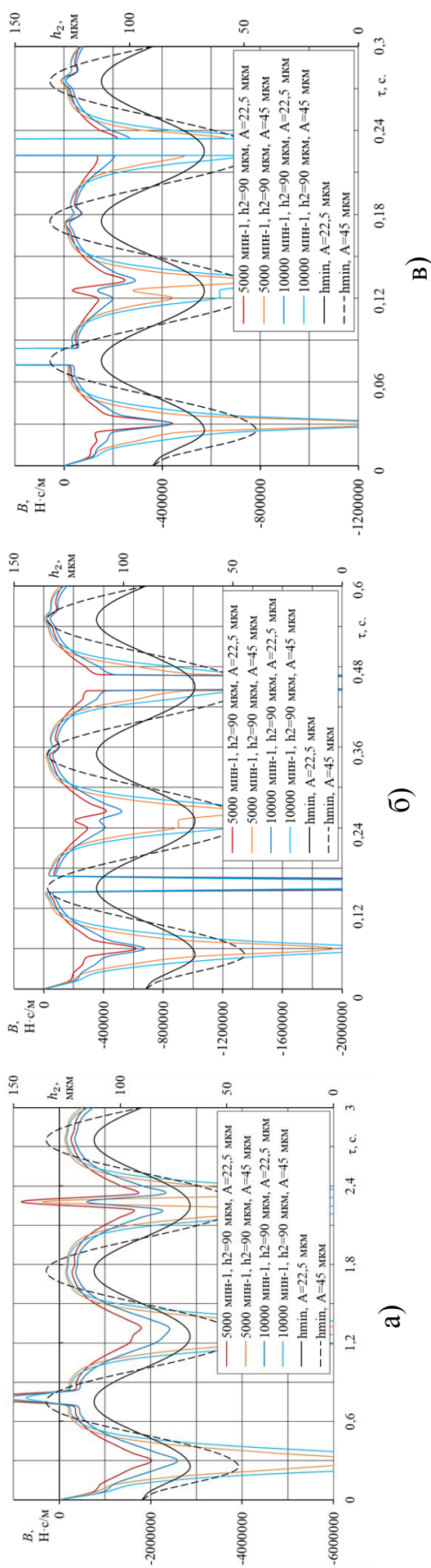


Рисунок 5.7 – Изменение коэффициента демпфирования  $B_{yy}$  при перемещении диска, зазор  $h_2=90$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)

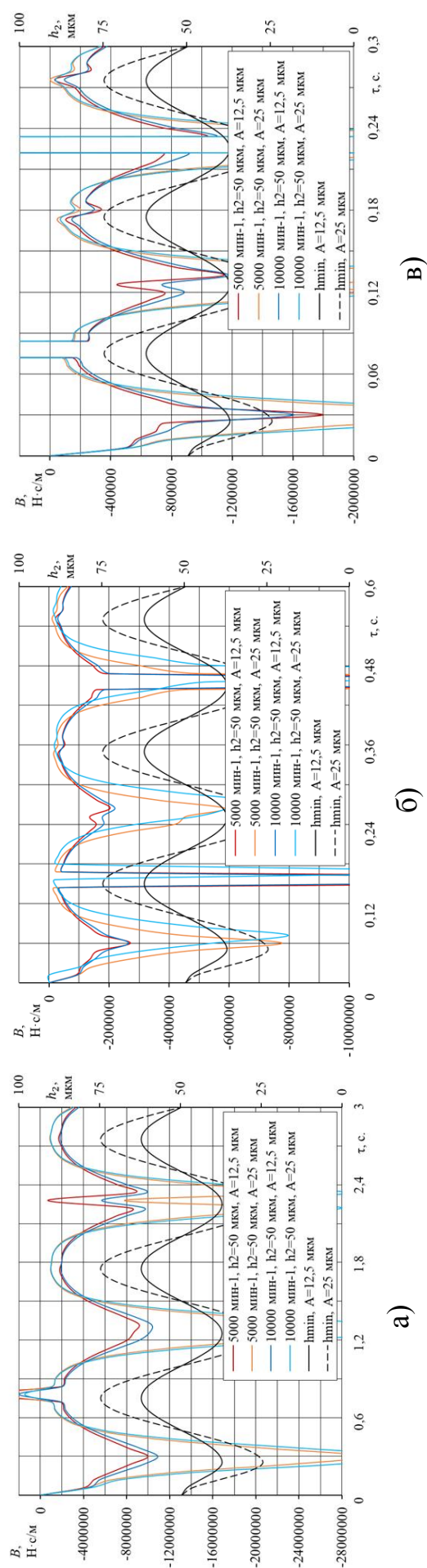


Рисунок 5.8 – Изменение коэффициента демпфирования  $B_{yy}$  при перемещении диска, зазор  $h_2=50$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)



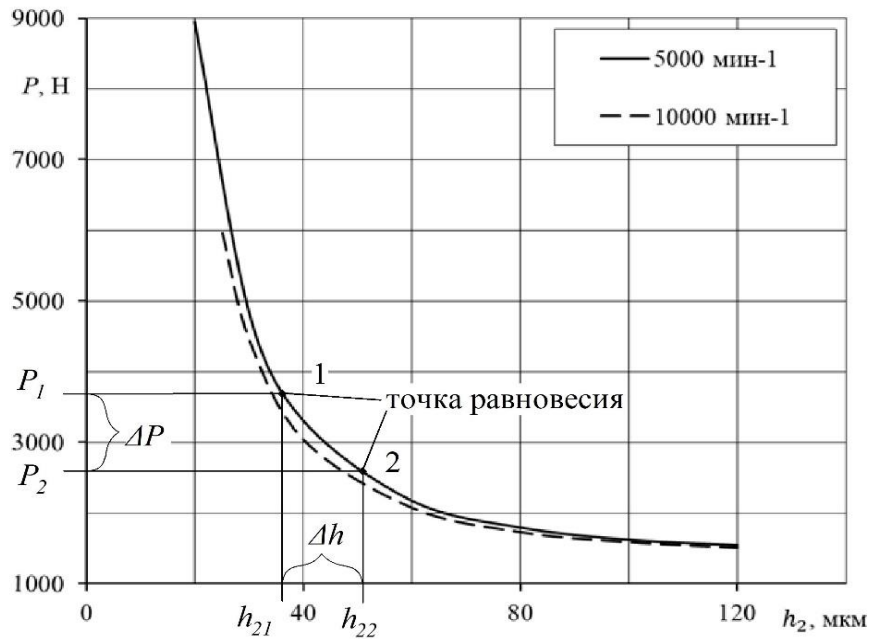


Рисунок 5.9 – Кривые подвижного равновесия УПС при разных частотах  $n$

$A=22,5$  мкм до 45 мкм при сохранении статического зазора  $h_2=90$  мкм приводит к увеличению  $p_{\max}$  при частоте  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> на  $(1,24349-0,582178) \cdot 100/0,582178=113,6$  %, а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на  $(1,5884-0,66242) \cdot 100/0,66242=139,8$  % (рисунок 5.7а-5.7в). Двукратное увеличение частоты вращения с  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> до 10000 мин<sup>-1</sup> приводит к увеличению  $p_{\max}$  при амплитуде  $A=22,5$  мкм на  $(0,66242-0,582178) \cdot 100/0,582178=13,8$  %, а при амплитуде  $A=45$  мкм – на  $(1,5884-1,24349) \cdot 100/1,24349=27,7$  %. Следовательно, как и в случае несущей способности  $P$  на максимальное давление  $p_{\max}$  большее влияние оказывает повышение амплитуды перемещения  $A$ , чем увеличение частоты вращения  $n$ . Снижение статического зазора с  $h_2=90$  мкм до 50 мкм приводит к значительному увеличению изменения максимума величины  $p_{\max}$  при перемещении диска, и также проявляется уменьшение влияния зазора  $h_2$  при увеличении частоты вращения  $n$ : при половинной амплитуде перемещения диска  $A=h_2/2$  (45 мкм и 25 мкм, соответственно) и частоте вращения  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> на  $(3,48419-1,24349) \cdot 100/1,24349=180,2$  %, а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на  $(3,88881-1,5884) \cdot 100/1,5884=144,8$  % (рисунки 5.10а и 5.11а, 5.10б и 5.11б, 5.10в и 5.11в). Минимум величины  $p_{\max}$  колеблется незначительно: при разных параметрах и

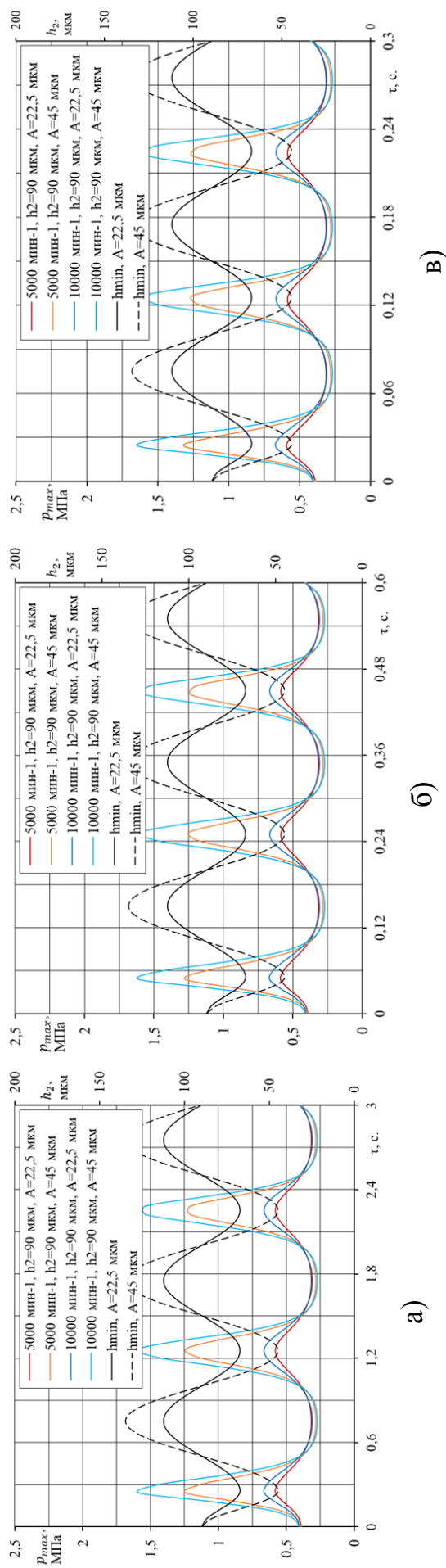


Рисунок 5.10 – Изменение максимального давления  $p_{\max}$  при перемещении диска, зазор  $h_2=90$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)

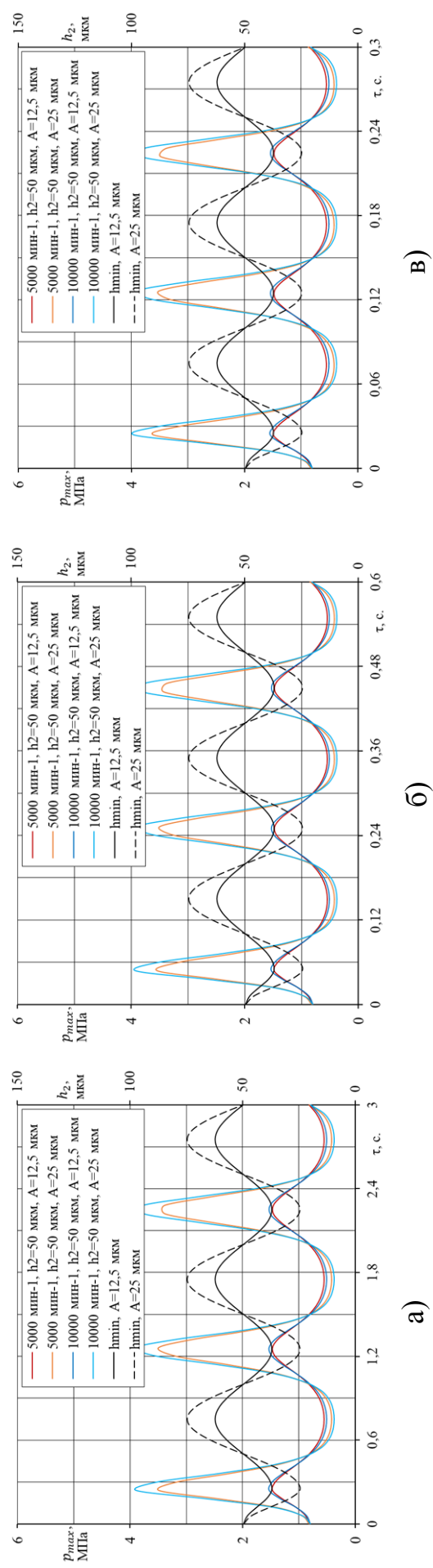


Рисунок 5.11 – Изменение максимального давления  $p_{\max}$  при перемещении диска, зазор  $h_2=50$  мкм:  
 $\Omega=6,28$  рад/с (а), 31,42 рад/с (б), 62,83 рад/с (в)

зазоре  $h_2=90$  мкм на  $(0,316913-0,271091) \cdot 100/0,271091=16,9$  %, при зазоре  $h_2=50$  мкм на  $(0,553497-0,379372) \cdot 100/0,379372=45,9$  %.

На рисунке 5.12 для сравнения представлено наглядное распределение изобар по рабочей поверхности подушки при  $n=10000$  мин<sup>-1</sup>,  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм в момент времени максимума давления  $p_{\max}=1,5884$  МПа,  $h_{2\min}=44,6084$  мкм и возникновения наибольшего разрежения

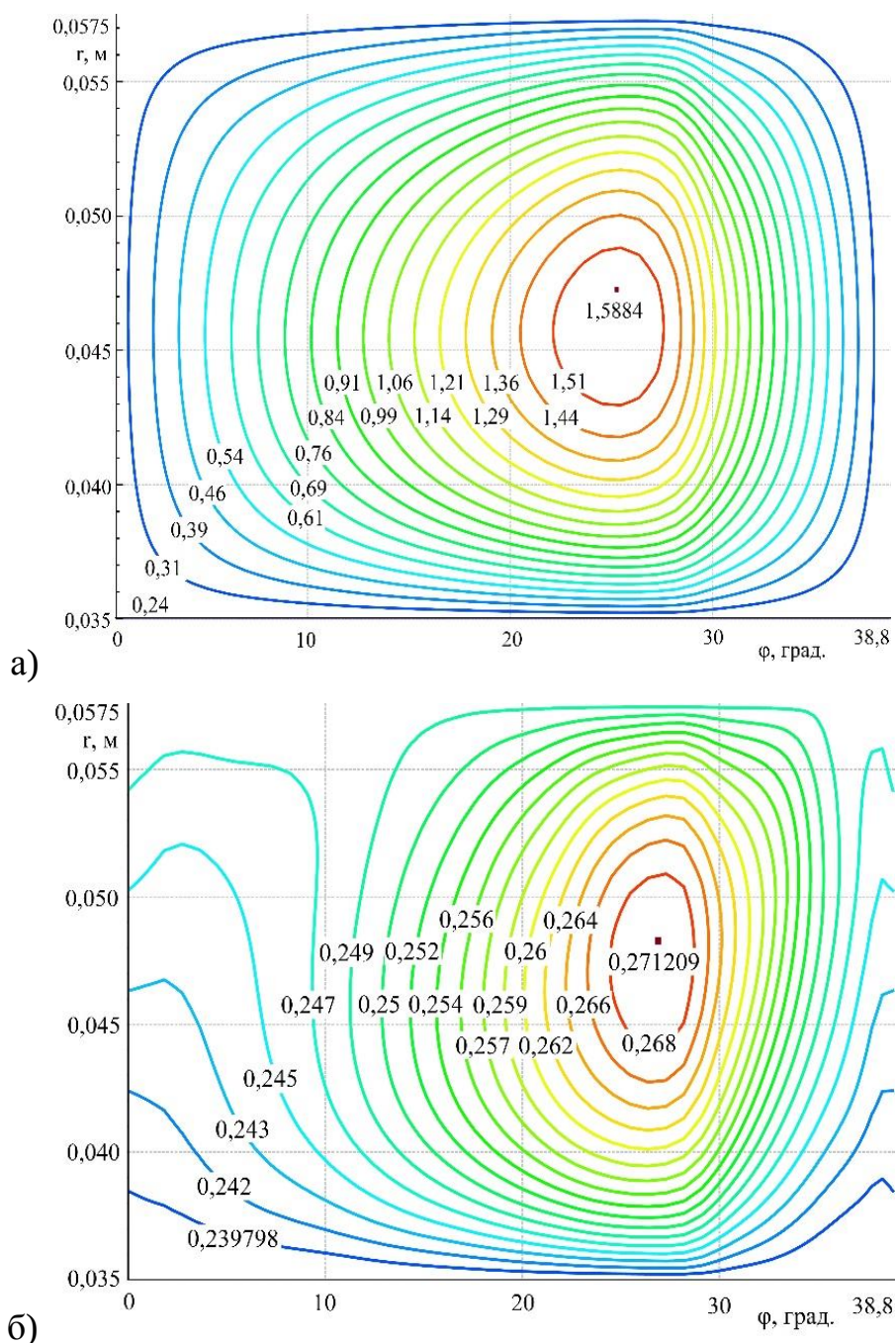


Рисунок 5.12 – Этюры распределения изобар в МПа по поверхности подушки при максимальном давлении  $p_{\max}$  (а) и разрежении  $p_{\min}$  (б),  $n=10000$  мин<sup>-1</sup>,  $h_2=90$  мкм,  $A=45$  мкм

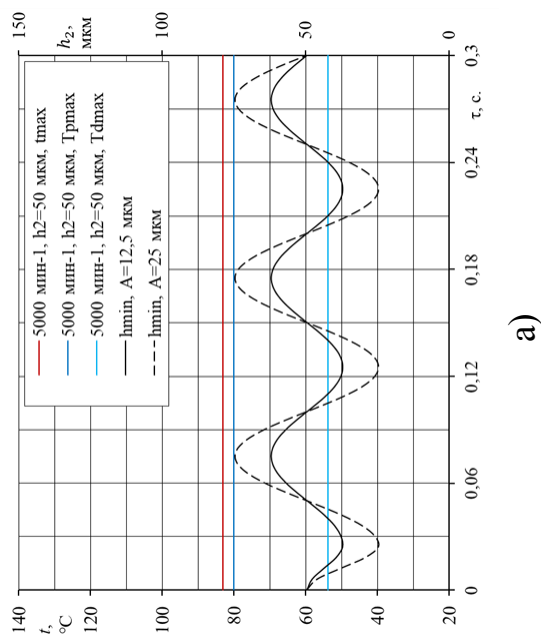


$p_{\min}=0,239798$  МПа,  $h_{2\max}=133,628$  мкм при разных координатах. Разрежение возникает при повышенных частотах вращения  $n \geq 10000$  мин<sup>-1</sup> и статических зазорах  $h_2 \geq 90$  мкм (конкретно для данной геометрии подшипника) вблизи внутренней кромки несущей подушки при  $r = R_1$  и  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$ , когда гидродинамическое давление пониженное.

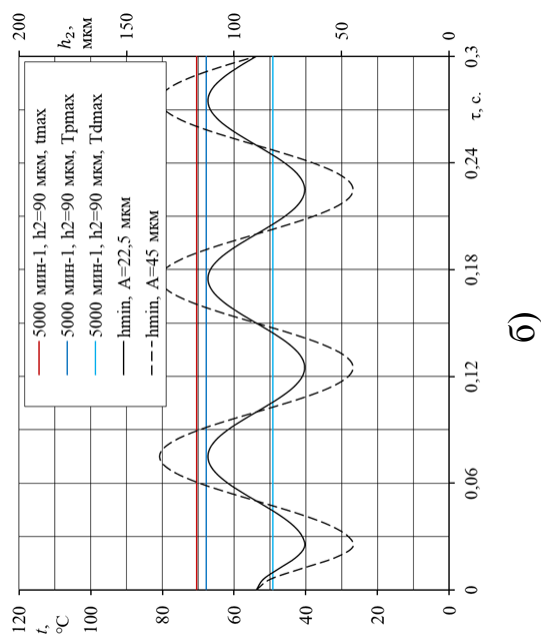
При рассмотрении динамических режимов работы упорного ПС и возникновении разрежения по поверхности подушек следует отметить значимость способа подачи смазки в подшипник [254]. При дросселировании смазки на сливе и затопленном корпусе под давлением в случае высокочастотного перемещения упорного диска при возникновении разрежения не происходит разрыва смазочного слоя и возможной кавитации при резком понижении давления при отхождении диска от рабочих поверхностей подушек подшипника, поскольку происходит компенсация давления смазки из корпуса подшипника через боковые грани подушки при  $r = R_1$  и  $r = R_2$ . При индивидуальном подводе смазки ко входной кромке подушек корпус, как правило, остается под давлением свободного слива смазки из корпуса подшипника. Во втором случае при отхождении диска и возникновении разрежения возможно выделение газов в смазочных слоях подшипника при недостатке смазки в корпусе (т. е. происходит кавитация смазки) и/или подсос газов, в том числе воздуха, из газомасляной смеси дренированного корпуса. Описанные процессы являются аварийными для последующей работы УПС: возможно схлопывание газового пузыря в смазочном слое подшипника с выделением значительной теплоты и подплавление подушек [66]. С этой точки зрения первый способ подачи смазки является более предпочтительным при динамических режимах работы УПС компрессора и сохранении надежности работы.

На рисунках 5.13, 5.14 видно, что температурный режим работы УПС при перемещении упорного диска ротора при первых периодах из-за скоротечности процесса практически не изменяется. Это подтверждает инерционность распространения теплоты [22, 56, 281]. Локальный максимум температуры смазки и всего упорного подшипника  $t_{\max}$  в процессе перемещения диска остается вблизи ра-

бочей поверхности и выходной кромки неподвижной подушки и смещен к внешнему радиусу при  $r = R_2$  (см. рисунок 5.15 при максимальном пике  $p_{\max} = 1,5884$  МПа и рисунок 5.16 при минимальном пике  $p_{\max} = 0,271209$  МПа, рисунки идентичны). Как описано в главе 7, это продиктовано ограниченной локальной конвекцией вблизи подушки и возрастанием температурного уровня из-за вязкого сдвига слоев смазки по высоте слоя при вращении диска. При этом частота вращения  $n$  является одной из определяющих величин теплового состояния подшипника [22, 115]. Максимальные температуры смазки  $t_{\max}$ , подушки  $T_{p\max}$  и упорного диска  $T_{d\max}$  при малом количестве периодов не зависят от циклической частоты  $\Omega$  и амплитуды  $A$  перемещения диска. Однако, дальнейшее повышение количества периодов перемещения диска до 12 приводит к заметному равномерному падению локальной максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  из-за влияния притока свежей смазки с температурой  $t_0$  из МПК, постепенного отвода теплоты во внешнюю среду и охлаждения за счет смешивания (рисунок 5.17), что качественно соответствует экспериментальным исследованиям [26, 283]. При этом приобретает значение частота помпажа  $\nu$ . Со временем тепловые процессы при динамическом перемещении устанавливаются, и кривая  $t_{\max}$  выравнивается. Поступление свежей смазки с температурой  $t_0$  может происходить в том числе через боковые грани смазочного слоя подушки при  $r = R_1$  и  $r = R_2$ . Наглядно это можно увидеть при изменении объемных расходов  $Q_{r=R_1}$  и  $Q_{r=R_2}$  при  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$  (боковые утечки смазки подушки) на рисунке 5.18. При перемещении диска и уменьшении зазора расходы увеличиваются, и происходит выдавливание смазки (минус величины  $Q_{r=R_1}$  означает увеличение расхода в отрицательном направлении радиальной оси « $r$ »). Если при увеличении зазора  $h_2$  расходы  $Q_{r=R_1}$  и  $Q_{r=R_2}$  пересекут нулевую линию и сменят свой знак, произойдет втекание внутрь смазочного слоя свежей смазки с температурой  $t_0$  из внешней среды, смешивание внутри с нагретой смазкой слоя и дополнительное понижение температурного уровня. Следовательно, изменение знака боковых утечек зависит от циклической

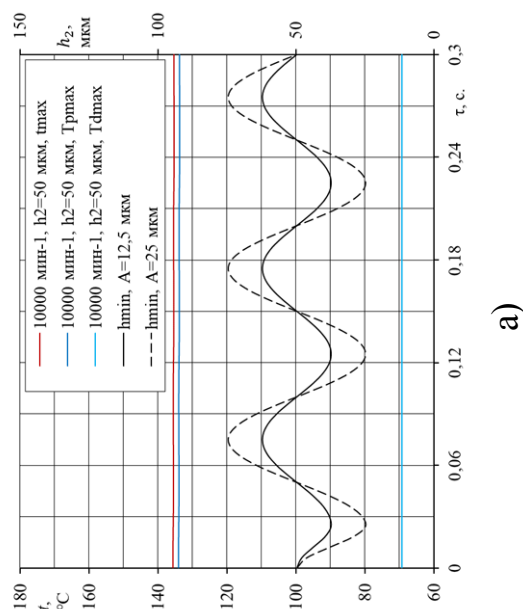


а)

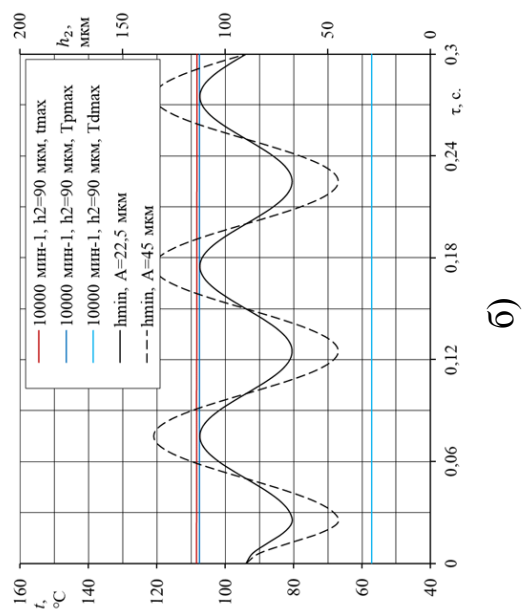


б)

Рисунок 5.13 – Изменение максимальных температур смазки  $t_{\max}$ , подушки  $T_{p.\max}$  и диска  $T_{d.\max}$  при перемещении диска,  $\Omega=62,83$  рад/с,  $n=5000$  мин<sup>-1</sup>:  $h_2=90$  мкм (а),  $h_2=50$  мкм (б)



а)



б)

Рисунок 5.14 – Изменение максимальных температур смазки  $t_{\max}$ , подушки  $T_{p.\max}$  и диска  $T_{d.\max}$  при перемещении диска,  $\Omega=62,83$  рад/с,  $n=10000$  мин<sup>-1</sup>:  $h_2=90$  мкм (а),  $h_2=50$  мкм (б)

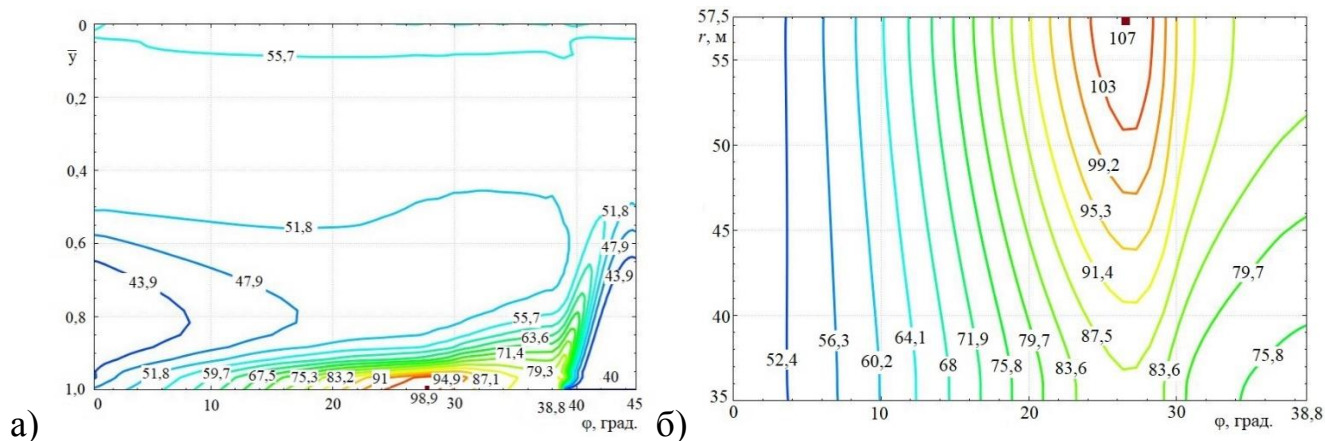


Рисунок 5.15 – Распределение изотерм,  $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $h_2 = 90 \text{ мкм}$ ,  $A = 45 \text{ мкм}$ ,  $h_{2\min} = 44,6084 \text{ мкм}$ : на среднем радиусе подшипника при  $\bar{r} = 0$  (а), на рабочей поверхности подушки при  $y_n = 0$  (б)

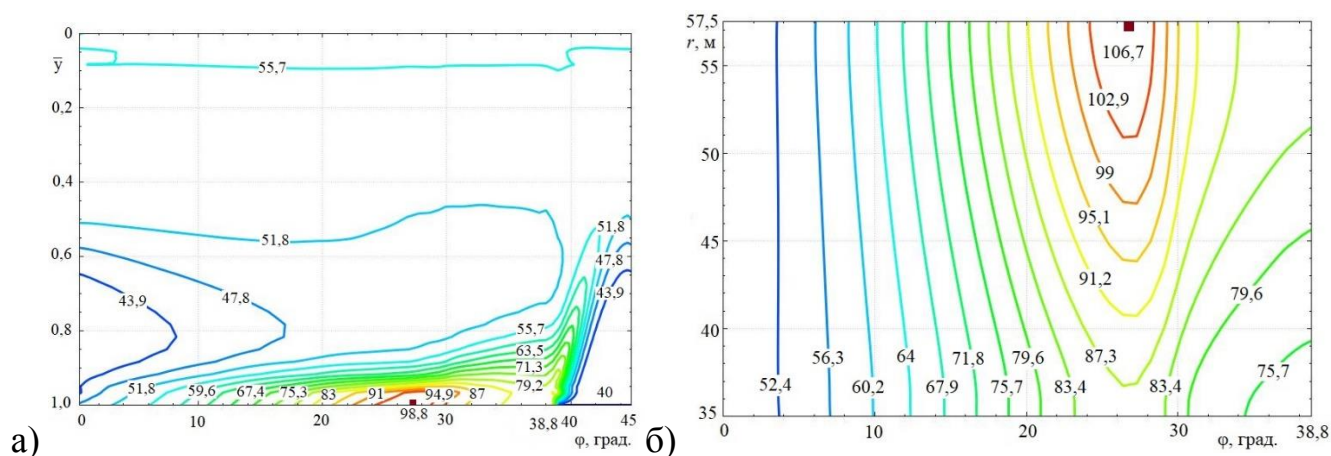


Рисунок 5.16 – Распределение изотерм,  $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $h_2 = 90 \text{ мкм}$ ,  $A = 45 \text{ мкм}$ ,  $h_{2\max} = 133,628 \text{ мкм}$ : на среднем радиусе подшипника при  $\bar{r} = 0$  (а), на рабочей поверхности подушки при  $y_n = 0$  (б)

частоты  $\Omega$  и амплитуды  $A$  перемещения диска. При уменьшении статического зазора  $h_2$  величина боковых утечек уменьшается из-за уменьшения площади щели протекания смазки, особенно при максимальном пике изменения зазора. Для упорного подшипника по абсолютной величине расход и колебания расхода  $Q_{r=R_2} > Q_{r=R_1}$  из-за влияния центробежных сил инерции [287].

На рисунках 5.19, 5.20 видно, что гидродинамические потери мощности на трение  $N$  смазочного и пограничного слоев УПС изменяются в противофазе относительно кривой при перемещении диска [281], что связано с периодическим

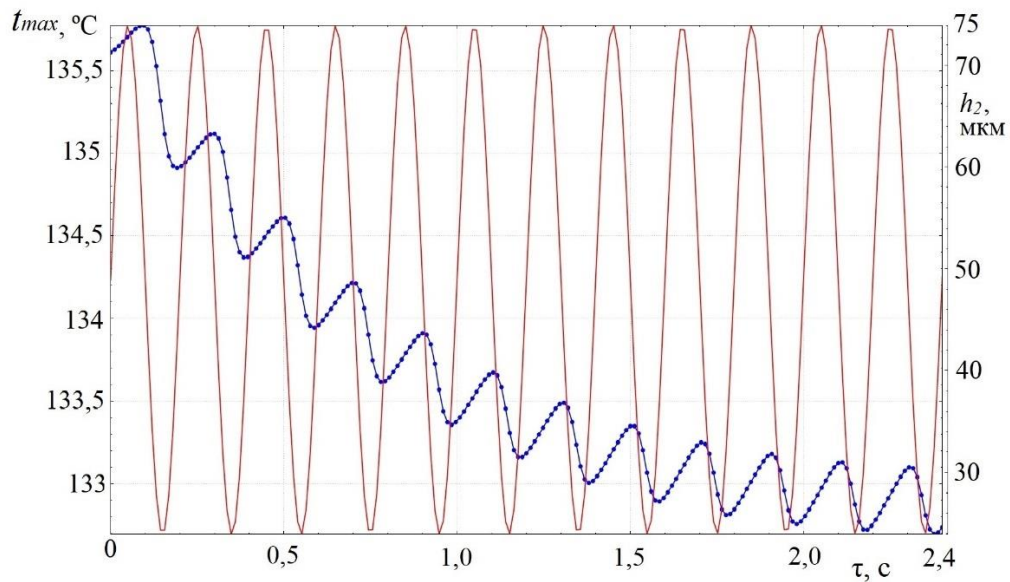


Рисунок 5.17 – Изменение максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  при увеличении количества периодов до 12 перемещения диска,  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $h_2=50 \text{ мкм}$ ,  $A=25 \text{ мкм}$ ,  $\Omega=31,42 \text{ рад/с}$  [281]

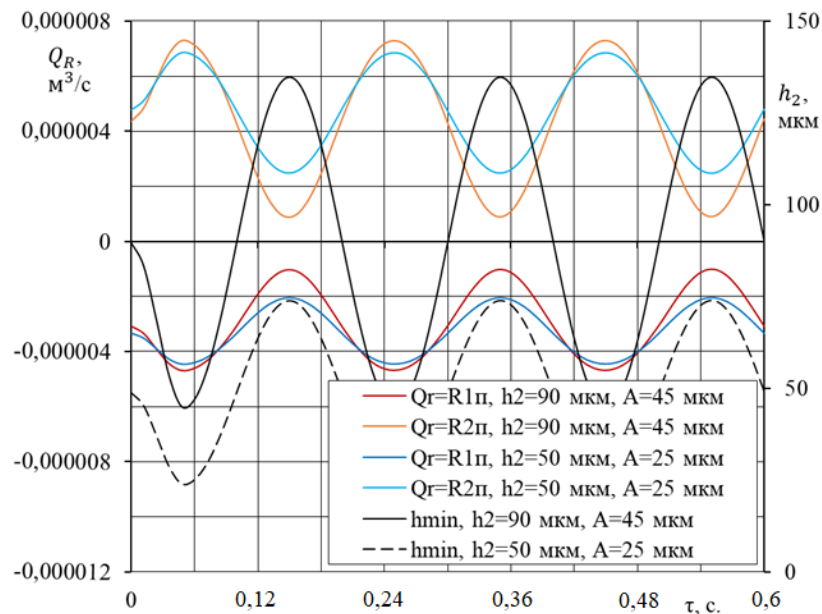
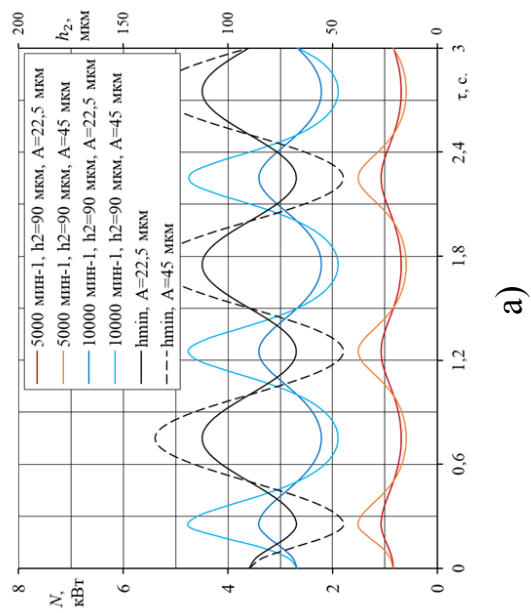
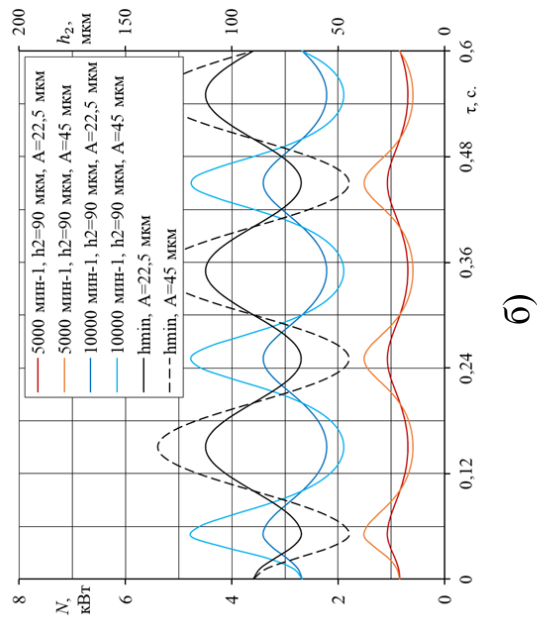


Рисунок 5.18 – Изменение боковых утечек  $Q_{r=R_1}$  и  $Q_{r=R_2}$  подушки при гармоническом перемещении диска,  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Omega=31,42 \text{ рад/с}$

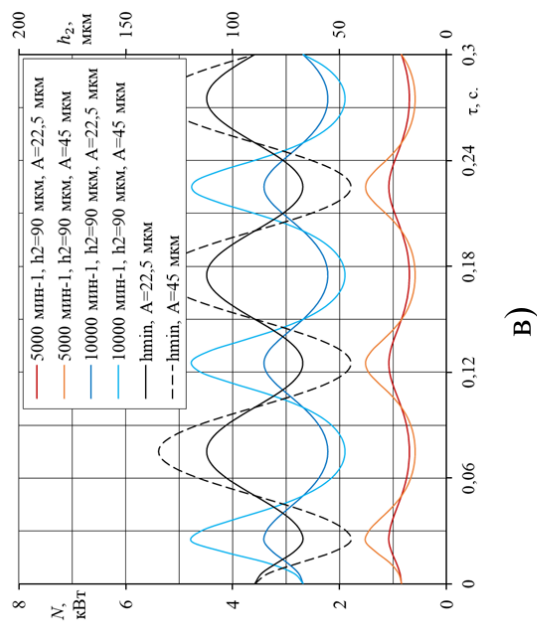
изменением высоты зазора  $h_2$ , входящей в обезразмеривающий параметр формулы вычисления  $N$  (см. уравнение 4.81, Том 1). При этом амплитуда изменения потерь  $N$  имеет более высокий вытянутый пик при минимальном зазоре  $h_2$ , чем при максимальном. Это объясняется нелинейным характером изменения потерь мощности относительно высоты зазора  $h_2$  и вязким сдвигом при процессе



а)



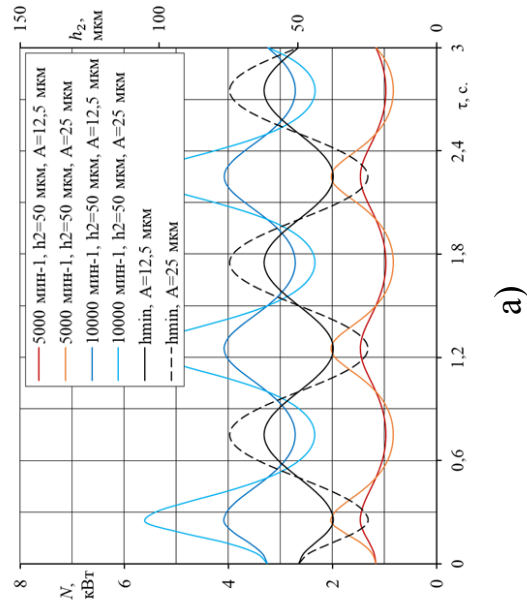
б)



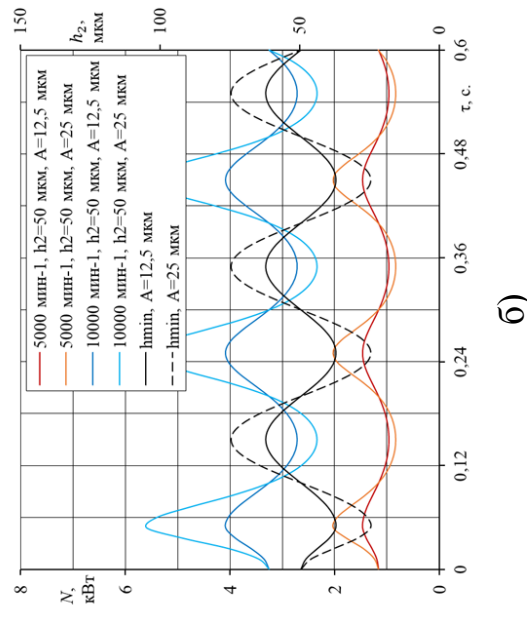
в)

Рисунок 5.19 – Изменение потерь мощности  $N$  при перемещении диска, зазор  $h_2=90$  мкм:

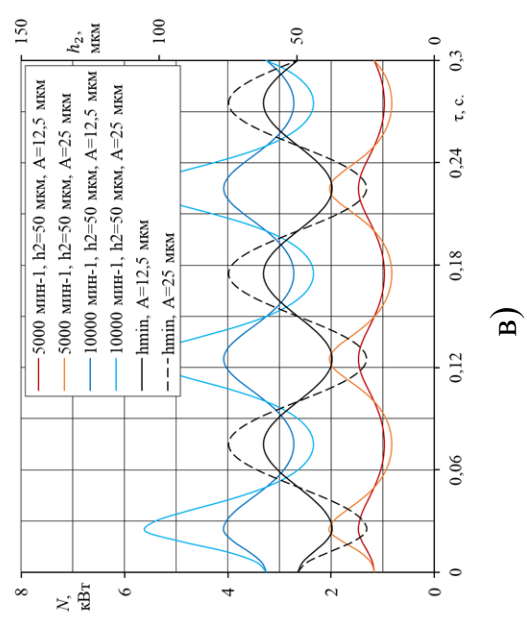
$\Omega=6,28$  рад/с (а),  $31,42$  рад/с (б),  $62,83$  рад/с (в)



а)



б)



в)

Рисунок 5.20 – Изменение потерь мощности  $N$  при перемещении диска, зазор  $h_2=50$  мкм:

$\Omega=6,28$  рад/с (а),  $31,42$  рад/с (б),  $62,83$  рад/с (в)



выдавливания и наполнения смазкой зазора: чем меньше величина зазора, тем меньше потери мощности. При статическом зазоре  $h_2=90$  мкм двукратное увеличение амплитуды с  $A=22,5$  мкм до 45 мкм увеличивает максимум потерь мощности при частоте вращения  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> на  $(1,51432-1,07844) \cdot 100/1,07844=40,4$  %, а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на  $(4,76475-3,41256) \cdot 100/3,41256=39,6$  % (рисунки 5.19а-5.19в). В свою очередь двукратное увеличение частоты вращения с  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> до 10000 мин<sup>-1</sup> приводит к возрастанию максимума  $N$  при амплитуде  $A=22,5$  мкм на  $(3,41256-1,07844) \cdot 100/1,07844=216,4$  %, а при амплитуде  $A=45$  мкм – на  $(4,76475-1,51432) \cdot 100/1,51432=214,6$  %. Уменьшение величины статического зазора с  $h_2=90$  мкм до 50 мкм при перемещении диска до половины зазора  $A=h_2/2$  (45 мкм и 25 мкм, соответственно) и частоте вращения  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> приводит к увеличению максимума потерь на  $(2,03528-1,51432) \cdot 100/1,51432=34,4$  %, а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на  $(5,60046-4,76475) \cdot 100/4,76475=17,5$  % (рисунки 5.19а и 5.20а, 5.19б и 5.20б, 5.19в и 5.20в).

Таким образом, при динамическом гармоническом нагружении УПС гидродинамические потери мощности на трение  $N$  зависят от совместного сочетания амплитуды перемещения  $A$  и частоты вращения  $n$ , приводя в некоторых случаях к одинаковому относительному росту. При этом потери мощности также не зависят от циклической частоты  $\Omega$ , а частота вращения  $n$  приводит к значительно большим потерям из-за вязкого сдвига (кроме случая уменьшения зазора  $h_2$ ). Следует отметить, при физических экспериментах и испытаниях динамического оборудования измеряется осредненная суммарная величина потерь мощности без явного влияния колебаний гидродинамических потерь  $N$  [18, 26, 119, 288].

## 5.2 Перемещение упорного диска при помпаже компрессора

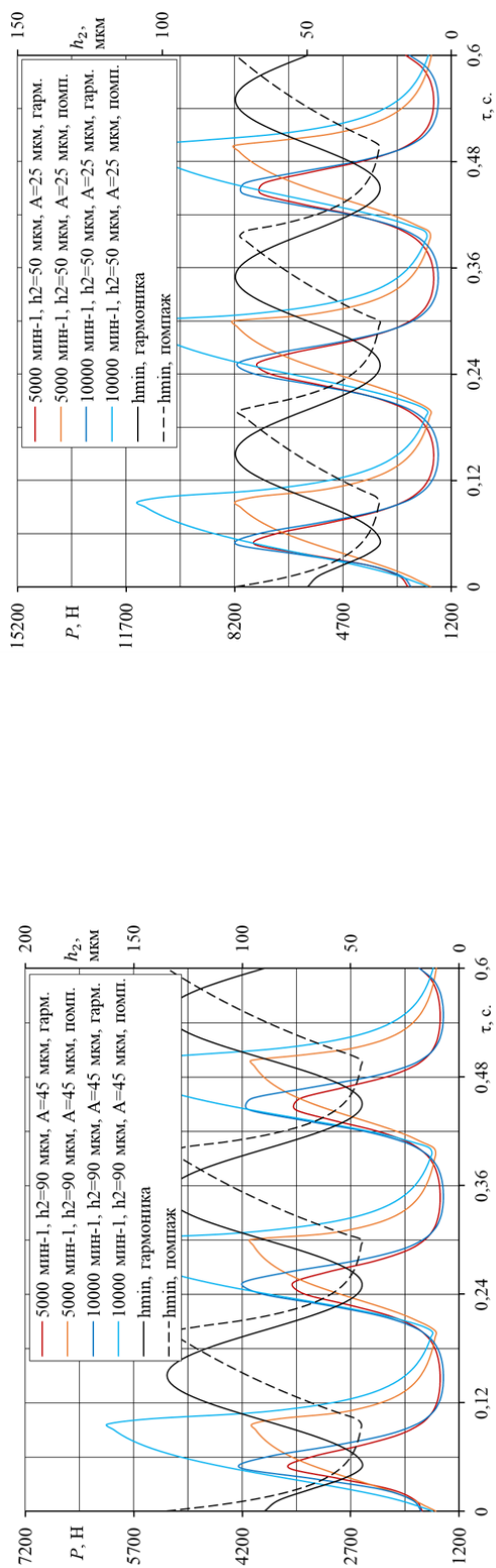
Рассмотрим далее перемещение упорного диска и его влияние на характеристики УПС при развитом жестком помпаже ЦК. В соответствии с природой помпажных колебаний и особенностями изменения давления нагнетания  $p_k$  и осевой силы  $F$  при помпаже (см. рисунки 1.9-1.11, Том 1) при постановке *прямой динамической задачи* в случае жесткого помпажа компрессора динамического

действия (центробежного или осевого) динамическая составляющая перемещения диска  $y_d$  может быть аппроксимирована пилообразной формой и описана кусочно-ломанными кривыми (см. рисунок 3.8, Том 1) [20]. На отрезке (1-2) она имеет экспоненциальный вид  $y_d = y_{d1} \cdot \exp[-\beta_{y1}(\tau - \tau_{d1})]$  (см. уравнение 3.84, Том 1), а на отрезке (2-3) динамическая составляющая определяется на основе уравнения (3.87), Том 1. Далее суммарная величина  $y_{см.д} = y_{st} + y_d$  в ПТУГД математической модели также входит в общую форму зазора плоскоклиновой поверхности неподвижной подушки УПС (см. уравнения 4.3 и 4.4, Том 1).

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tht при численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [8, 289, 290]. Циклическая частота жесткого помпажа принята осредненной  $\Omega=31,42$  рад/с или  $\nu=5$  Гц. При статическом зазоре  $h_2=90$  мкм амплитуда перемещения составляет  $A=45$  мкм; при зазоре  $h_2=50$  мкм –  $A=25$  мкм (половина величины). Частота вращения упорного диска принята  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> и 10000 мин<sup>-1</sup>. Дополнительно для сравнительного анализа представлены результаты гармонического перемещения диска со схожими частотой  $\nu$  и амплитудой  $A$ .

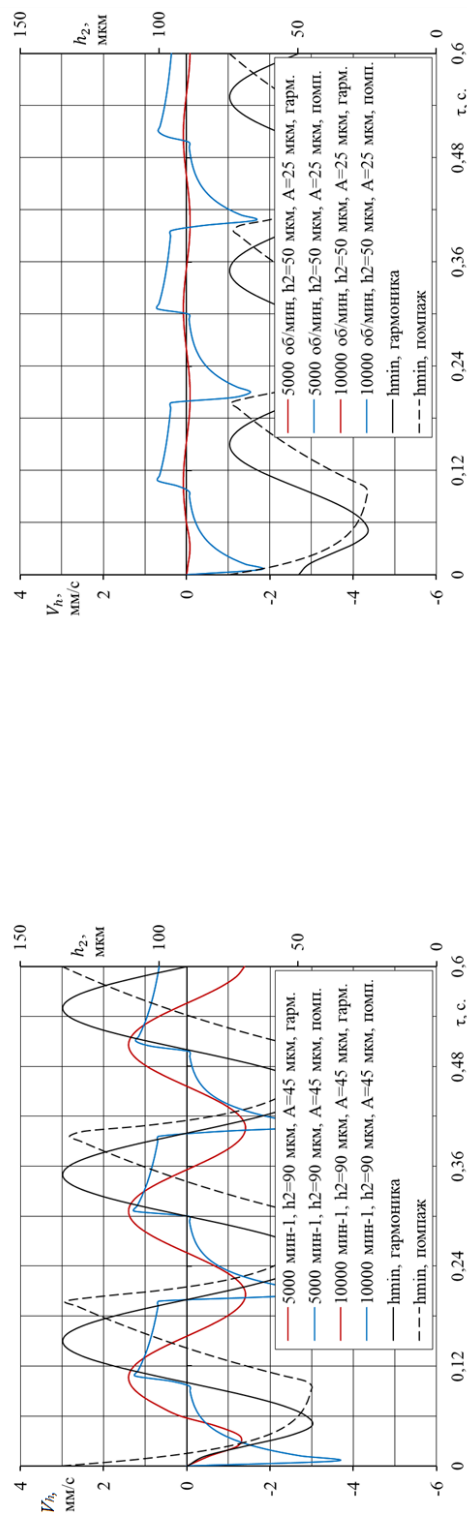
На рисунке 5.21 представлено изменение несущей способности УПС с неподвижными подушками в зависимости от перемещения диска при развитом жестком помпаже ЦК. Интегральная величина  $P$  также изменяется циклически: при уменьшении зазора несущая способность увеличивается, при увеличении – возрастает. Рабочий режим также устанавливается на 2-ом периоде. При этом в процессе перемещения наблюдается некоторое запаздывание изменения величины  $P$  по времени при увеличивающемся зазоре, и образуется остроконечный пик максимума  $P$  при минимальном  $h_2$ . Это можно объяснить уменьшением относительной клиновидности  $\varepsilon_0$  и гидравлического сопротивления при увеличении зазора  $h_2$ , от которых главным образом зависит возникновение гидродинамической реакции [56, 115]. Процесс выдавливания смазки из зазора происходит





а)

Рисунок 5.21 – Изменение несущей способности  $P$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)



б)

Рисунок 5.22 – Изменение скорости  $V_h$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)

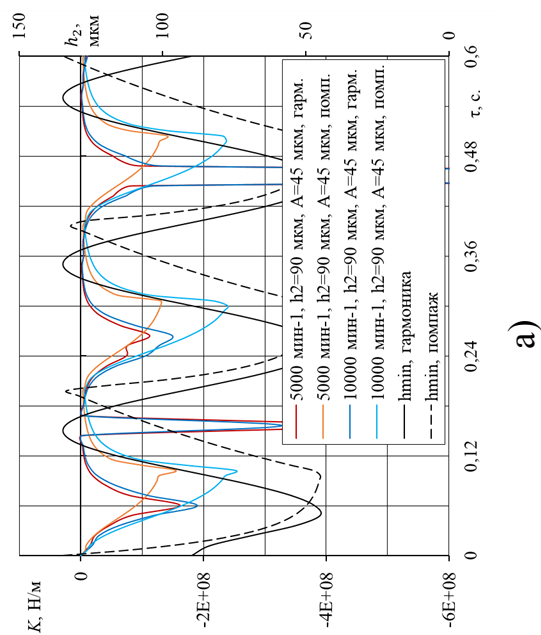
скоротечно. Наполнение смазкой при увеличивающемся зазоре происходит путем подсоса из пограничного слоя МПК и через внешние границы смазочного слоя, в том числе через боковые грани подушки при  $r = R_1$  и  $r = R_2$  с температурой свежей смазки  $t_0$  (предусмотрено соответствующими граничными условиями для уравнения энергии, см. граничные условия 3.39, 3.40, Том 1). Это приводит к тому, что повышение гидродинамического давления  $p$  при увеличенном зазоре  $h_2$  обладает некоторой инерцией, и шаг перемещения диска оказывает меньшее влияние. При гармоническом перемещении диска подобное запаздывание происходит более явно.

Увеличение частоты вращения в 2 раза с  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> до 10000 мин<sup>-1</sup> при статическом зазоре  $h_2=90$  мкм приводит к возрастанию  $P$  на  $(6062,42-4068,68) \cdot 100/4068,68=49\%$  (рисунок 5.21а), что существенно больше, чем при гармоническом перемещении. Уменьшение величины статического зазора с  $h_2=90$  мкм до 50 мкм приводит к значительно бóльшим скачкам изменения  $P$ . Например, при частоте вращения  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> на  $(8166,87-4068,68) \cdot 100/4068,68=100,7\%$ , а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на  $(11317,8-6062,42) \cdot 100/6062,42=86,7\%$  (рисунок 5.21а и б), что примерно соответствует гармоническому изменению. Следовательно, увеличение частоты вращения  $n$  при помпаже оказывает бóльшее влияние на пиковые значения несущей способности упорного подшипника. Однако с увеличением частоты вращения  $n$  влияние статического зазора  $h_2$  на колебания несущей способности упорного подшипника уменьшается. При этом минимальная величина несущей способности  $P$  при разных частотах вращения диска  $n$  изменяется незначительно и максимально на  $(1572,62-1522,57) \cdot 100/1522,57=3,3\%$  при зазоре  $h_2=90$  мкм и на  $(1967,33-1855,55) \cdot 100/1855,55=6\%$  при зазоре  $h_2=50$  мкм.

На рисунке 5.21 при помпаже можно наблюдать более высокий пик максимальной несущей способности  $P$  при минимальном зазоре  $h_2$  по сравнению с гармоническим перемещением диска, не смотря на схожие время 1-ого периода  $\tau_n$  и двойную амплитуду  $A$  (полный размах). При этом пик минимума  $P$  при

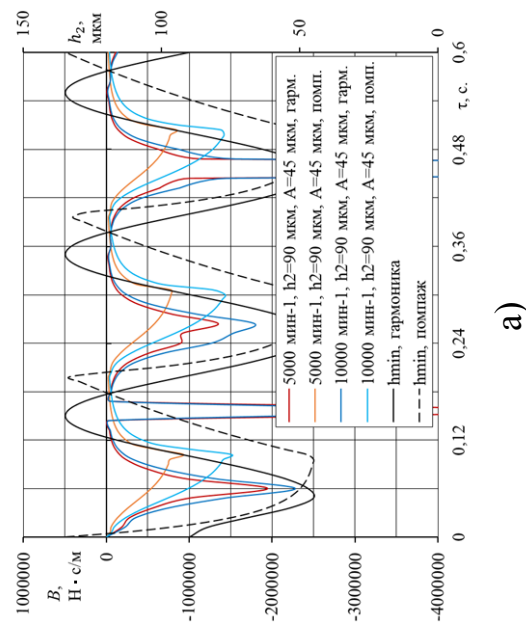
максимальном зазоре  $h_2$  разных форм перемещения совпадает. Это можно объяснить значительно более высокой скоростью сдвигания смазки  $V_h$  при динамическом перемещении диска во время помпажа (рисунок 5.22). Более высокие значения и резкие колебания слагаемой скорости  $V_h = \partial h / \partial \tau$  в правой части уравнения Рейнольдса (см. уравнение 3.27, Том 1) приводят в текущий момент времени (при пиковых значениях изменения зазора) к более высоким гидравлическому сопротивлению и скоростям потока смазки в зазоре при резком осевом перемещении диска, а, следовательно, к возрастанию гидродинамического давления  $p$  и интегральной характеристики  $P$ . Так при статическом зазоре  $h_2 = 90$  мкм и частоте  $n = 10000$  мин<sup>-1</sup> ломаная кривая скорости диска  $V_h$  при помпаже (фактически виброскорости) вначале цикла резко возрастает до 3,5962 мм/с по сравнению с 1,27 мм/с гармонического перемещения, что приводит к скачку несущей способности при помпаже до  $P = 6062,42$  Н по сравнению с 4233,84 Н при синусоидальном изменении (рисунок 5.22а). При статическом зазоре  $h_2 = 50$  мкм увеличение скорости  $V_h$  ниже, независимо от частоты вращения  $n$ , однако рост несущей способности  $P$  выше (рисунок 5.22б).

На рисунках 5.23, 5.24 можно рассмотреть изменение динамических коэффициентов  $K_{yy}$ ,  $B_{yy}$  смазочного слоя, принимающие при перемещении диска в режиме жесткого помпажа также отрицательные значения. Коэффициент жесткости  $K_{yy}$  также имеет достаточно высокие значения для обеспечения гарантированного рабочего зазора подшипника при колебаниях осевой нагрузки (рисунок 5.23). Из-за влияния коэффициента демпфирования  $B_{yy}$  также возникает фазовый сдвиг между пиковыми значениями несущей способности  $P$  и минимального значения зазора  $h_2$  (рисунок 5.24). При помпаже при пиковых значениях перемещения диска, когда разница между расчетными точками кривой зазора стремится к нулю  $\Delta h \rightarrow 0$ , кривые функции жесткости и демпфирования при минимальном зазоре  $K_{yy} \rightarrow \infty$ ,  $B_{yy} \rightarrow \infty$  и совершают небольшой скачок. В сравнении с гармоническим изменением при помпаже величины  $K_{yy}$ ,  $B_{yy}$  изменяются с большим



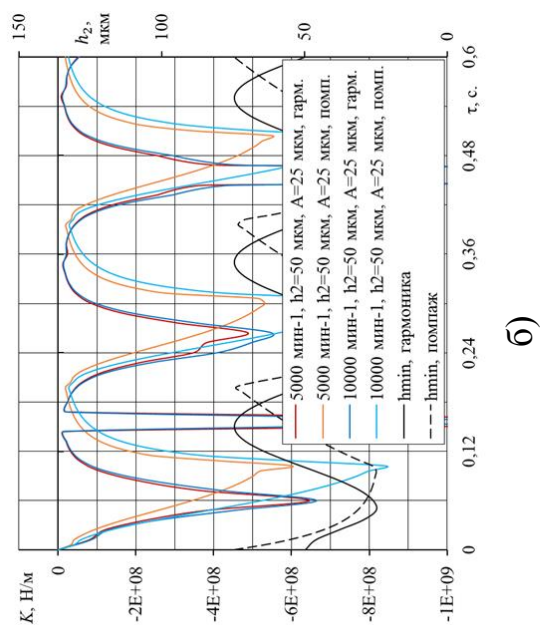
а)

Рисунок 5.23 – Изменение коэффициента жесткости  $K_{yу}$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)

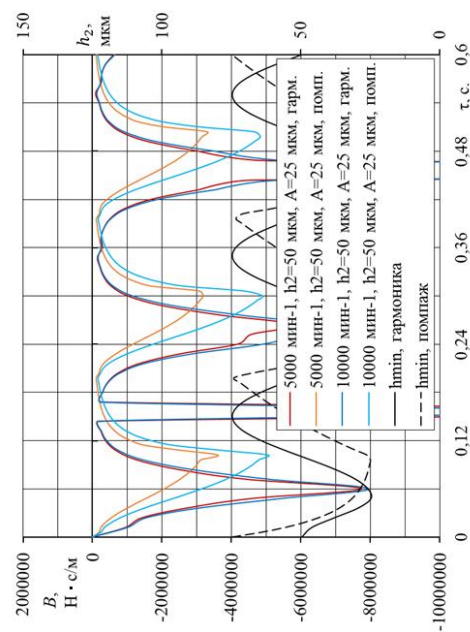


а)

Рисунок 5.24 – Изменение коэффициента демпфирования  $B_{yу}$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)



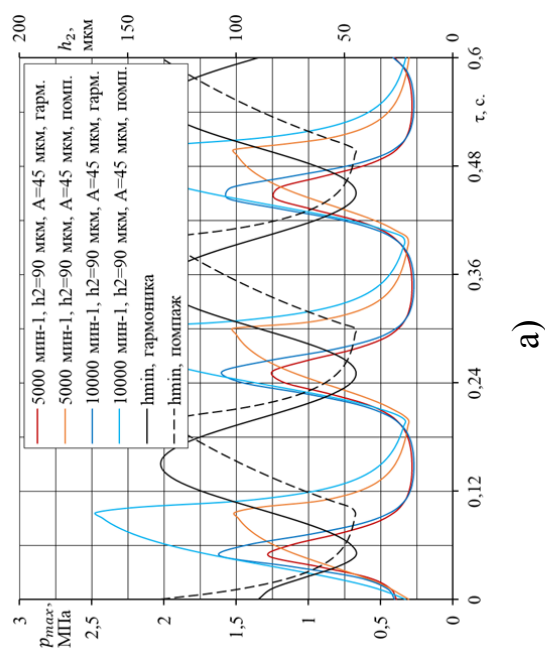
б)



б)

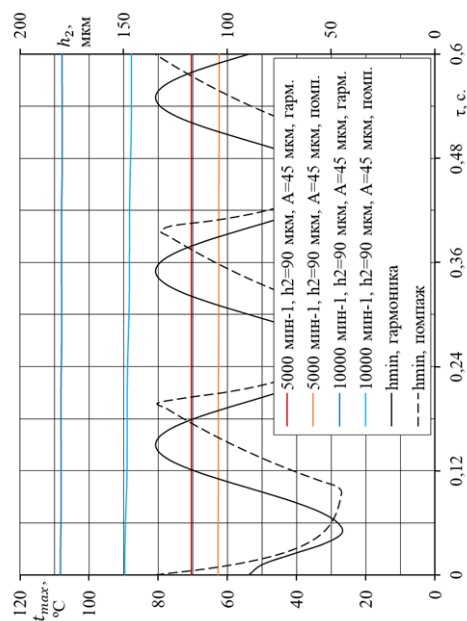
размахом из-за возросшей величины изменения несущей способности  $P$ . Однако скачки коэффициентов при экстремумах зазора обладают значительно меньшей величиной (возможно из-за удаленности расчетных точек дискретной кривой перемещения диска к экстремумам (значения максимума или минимума), в которых  $\partial h / \partial \tau = 0$ ). Увеличение частоты вращения с  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  до  $10000 \text{ мин}^{-1}$  при помпаже и статическом зазоре  $h_2 = 90 \text{ мкм}$  приводит к возрастанию коэффициента жесткости  $K_{yy}$  по абсолютной величине на  $(252241000 - 155424000) \cdot 100 / 155424000 = 62,3 \%$ , а коэффициента демпфирования  $B_{yy}$  – также на  $(1513450 - 932547) \cdot 100 / 932547 = 62,3 \%$ ; при статическом зазоре  $h_2 = 50 \text{ мкм}$  коэффициента  $K_{yy}$  – на  $(841593000 - 602338000) \cdot 100 / 602338000 = 39,7 \%$ , а коэффициента  $B_{yy}$  – также на  $(5049560 - 3614030) \cdot 100 / 3614030 = 39,7 \%$ . Уменьшение статического зазора с  $h_2 = 90 \text{ мкм}$  до  $50 \text{ мкм}$  приводит к увеличению динамических коэффициентов  $K_{yy}$ ,  $B_{yy}$  и их скачкам по абсолютной величине из-за возросшей величины  $P$ .

Кривая максимального гидродинамического давления  $p_{\max}$  изменяется аналогично несущей способности  $P$  при перемещении диска (рисунок 5.25). Двукратное увеличение частоты вращения с  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  до  $10000 \text{ мин}^{-1}$  при статическом зазоре  $h_2 = 90 \text{ мкм}$  приводит к увеличению  $p_{\max}$  на  $(2,4708 - 1,51295) \cdot 100 / 1,51295 = 63,3 \%$ , при зазоре  $h_2 = 50 \text{ мкм}$  – на  $(5,55635 - 3,85926) \cdot 100 / 3,85926 = 44 \%$ . По сравнению с гармоническим изменением при помпаже величина пика максимального давления при статическом зазоре  $h_2 = 90 \text{ мкм}$  при частоте  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  выше на  $(1,51295 - 1,27623) \cdot 100 / 1,27623 = 18,5 \%$ , а при  $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$  – на  $(2,4708 - 1,61219) \cdot 100 / 1,61219 = 53,3 \%$ ; при зазоре  $h_2 = 50 \text{ мкм}$  при частоте  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  выше на  $(3,85926 - 3,54574) \cdot 100 / 3,54574 = 8,8 \%$ , а при  $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$  – на  $(5,55635 - 3,92464) \cdot 100 / 3,92464 = 40 \%$  при разных моментах времени. Следовательно, увеличение частоты вращения приводит к большей разнице между двумя формами перемещения диска; уменьшение статического зазора



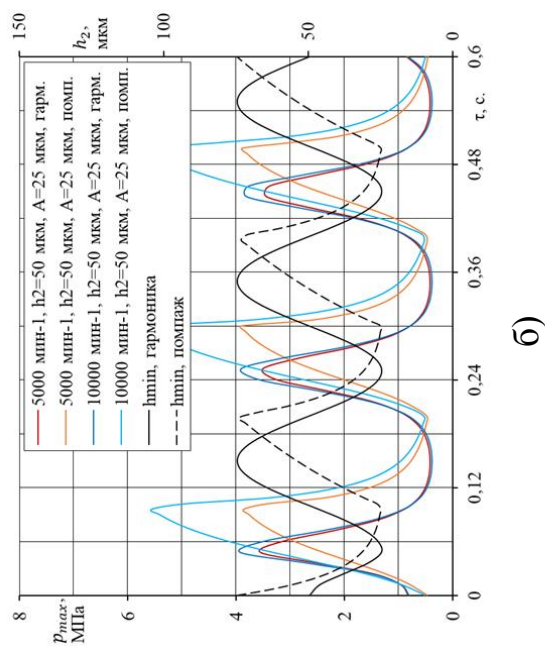
а)

Рисунок 5.25 – Изменение максимального давления  $p_{\max}$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)

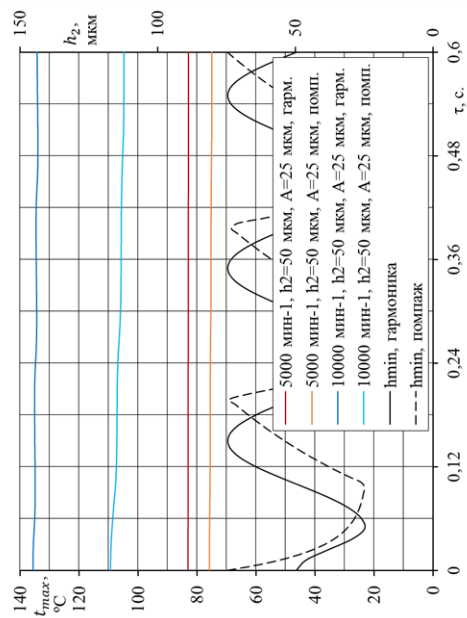


а)

Рисунок 5.26 – Изменение максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)



б)



б)

эту разницу несколько снижает. Минимальный пик величины  $p_{\max}$  колеблется незначительно: при разных параметрах и зазоре  $h_2=90$  мкм на  $(0,329446-0,270009) \cdot 100/0,270009=22\%$ , при зазоре  $h_2=50$  мкм на  $(0,510327-0,376318) \cdot 100/0,376318=35,6\%$ .

На рисунке 5.27 представлено наглядное распределение изобар по рабочей поверхности подушки в момент времени максимального пикового значения давления  $p_{\max}=2,4708$  МПа,  $h_{2\min}=44,7$  мкм и возникновения наибольшего разрежения на поверхности подушки  $p_{\min}=0,239919$  МПа,  $h_{2\max}=133,2$  мкм. Разрежение возникает также при повышенных частотах вращения и зазорах вблизи внутренней кромки несущей подушки при  $r=R_1$ . В сравнении с гармоническим перемещением при помпаже разрежение чуть меньше по величине, и эквипотенциальные кривые эпюры распределения давления более равномерно покрывают рабочую поверхность подушки без смещения координат пика  $p_{\max}$ . В этом случае также необходимо учитывать способ подачи смазки к подушкам подшипника и заполнение смазкой корпуса УПС.

На рисунке 5.26 представлено изменение локальной максимальной температуры  $t_{\max}$  при начальных периодах жесткого помпажа ЦК циклически изменяющегося зазора. При понижении статического зазора  $h_2$  температурный режим работы УПС повышается. Учитывая, что тепловые процессы в УПС инерционны, то кратковременные импульсные выделения теплоты в смазочном и пограничном слоях при перемещении диска практически не оказывают заметного влияния на общее выделившееся количество теплоты за счет вязкого трения, передаваемой с предыдущей подушки на последующую и в тело подушки и диска с последующим отводом ее за счет теплоотдачи в окружающую среду. Следовательно, это же относится к максимальным температурам подушки  $T_{p\max}$  (рисунок 5.28) и диска  $T_{d\max}$  (рисунок 5.29), которые при малом количестве периодов также не зависят от циклической частоты  $\Omega$  и амплитуды  $A$  перемещения диска. При повышении количества рассматриваемых периодов перемещения диска до 12 происходит



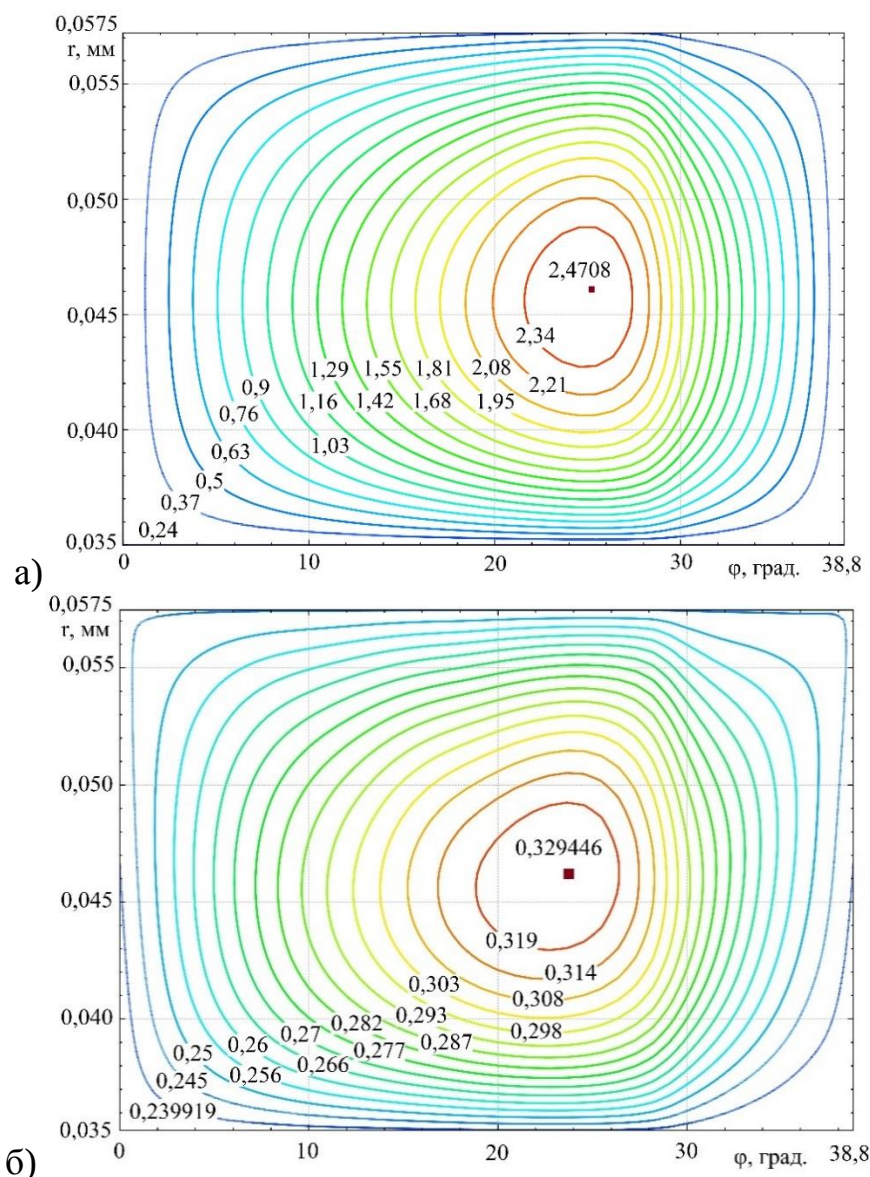


Рисунок 5.27 – Эюры распределения изобар в МПа по поверхности подушки при максимальных значениях давления  $p_{\max} = 2,4708$  МПа (а) и разрежения  $p_{\min} = 0,239919$  МПа (б),  $n = 10000$  мин<sup>-1</sup>,  $h_2 = 90$  мкм,  $A = 45$  мкм [290]

уже заметное уменьшение температуры смазки  $t_{\max}$  (рисунок 5.30). Это обусловлено постепенным проявлением повышенного за счет перемещения диска по сравнению со статическим режимом притока свежей смазки с температурой  $t_0$  из внешней среды через пограничный слой из МПК и охлаждения за счет конвекционного смешивания в пограничном слое МПК нагретой и свежей смазки перед входом в последующую подушку. С течением времени после 9-ого периода жесткого помпажа ЦК и  $\tau \geq 1,8$  с. тепловой режим работы УПС устанавливается, и кривая температуры  $t_{\max}$  выравнивается. Следует отметить, что при помпаже по сравнению с гармоническим перемещением диска при равных величинах  $\Omega$  и  $A$



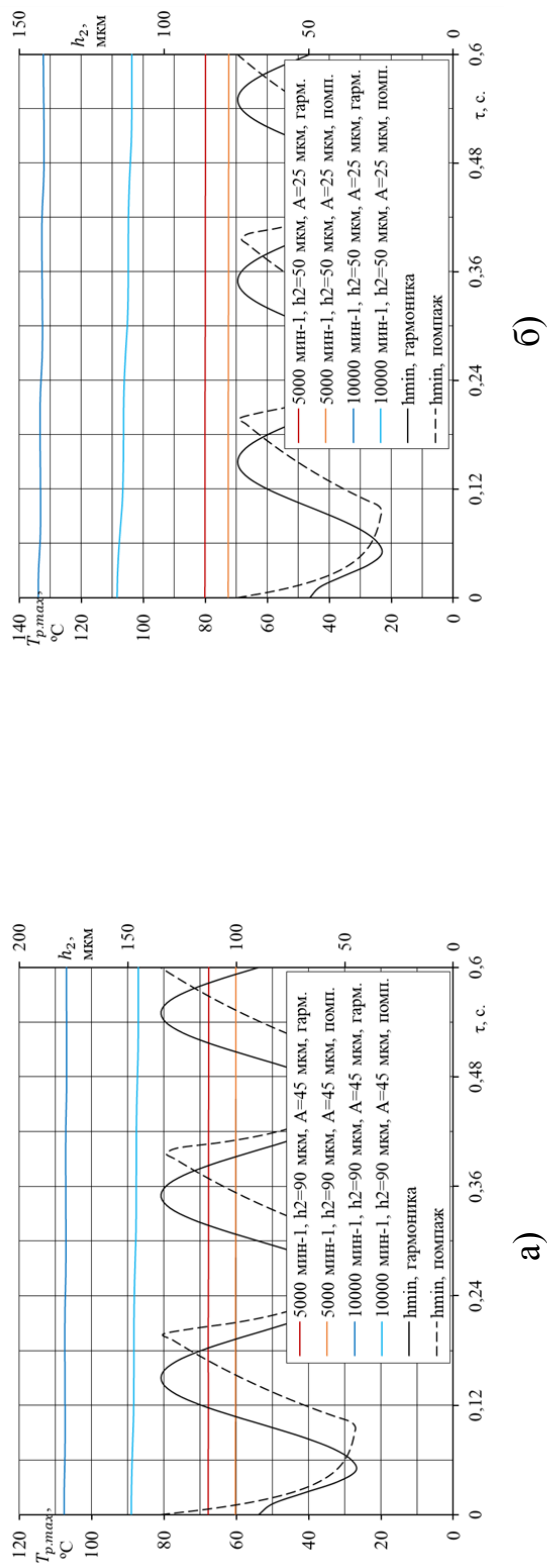


Рисунок 5.28 – Изменение максимальной температуры подушки  $T_{p,max}$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)

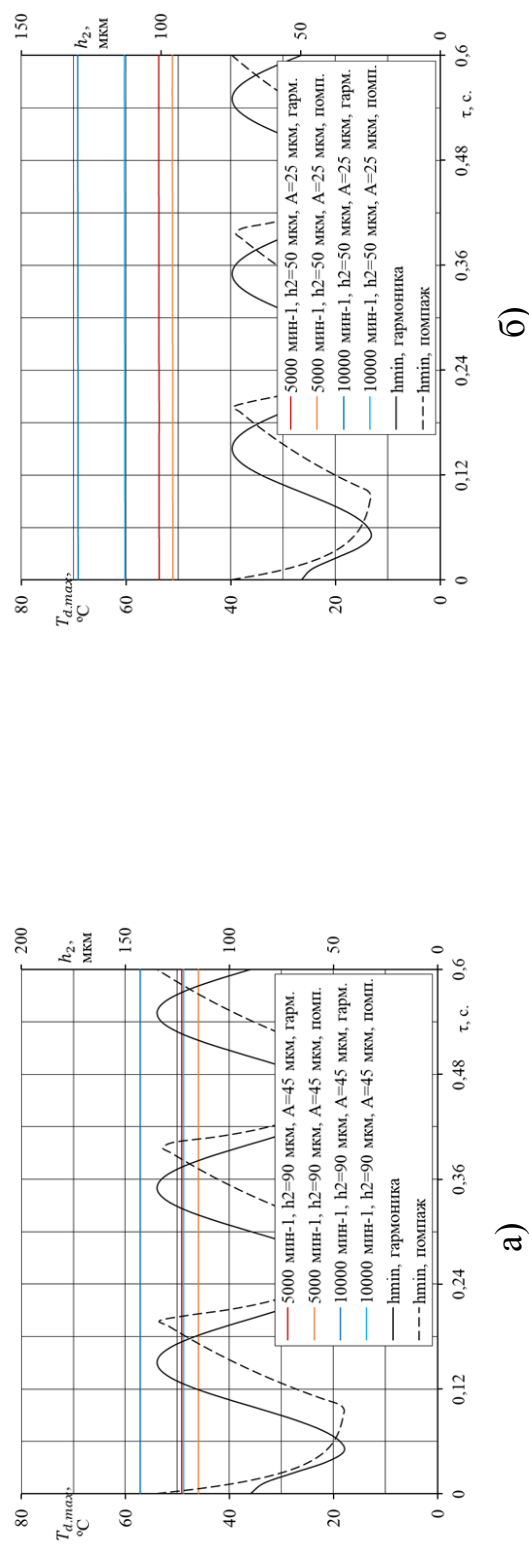


Рисунок 5.29 – Изменение максимальной температуры диска  $T_{d,max}$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega=31,42$  рад/с:  $h_2=90$  мкм и  $A=45$  мкм (а);  $h_2=50$  мкм и  $A=25$  мкм (б)

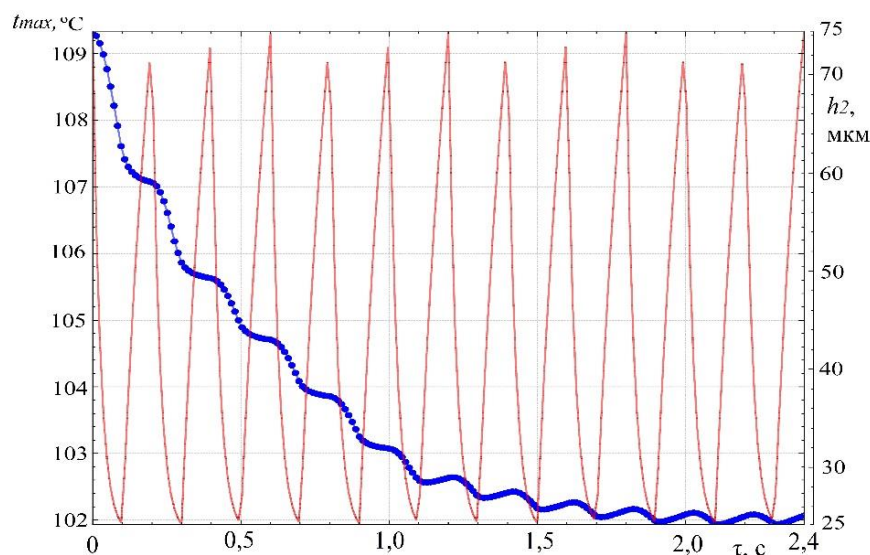


Рисунок 5.30 – Изменение максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  при увеличении количества периодов до 12 перемещения диска в режиме помпажа ЦК,  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $h_2=50 \text{ мкм}$ ,  $A=25 \text{ мкм}$ ,  $v=1/0,2 \text{ с}=5 \text{ Гц}$  [290]

температурный режим работы УПС понижается быстрее и на бóльшую величину, вероятно, из-за возможности бóльшего поступления свежей смазки  $t_0$  при бóльшей скорости перемещения диска  $V_h$ . Остаются также важными при перемещении диска изменение объемных расходов  $Q_{r=R_1}$  и  $Q_{r=R_2}$  при  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$  и вероятность смены знака при циклическом изменении (рисунок 5.31, боковые утечки).

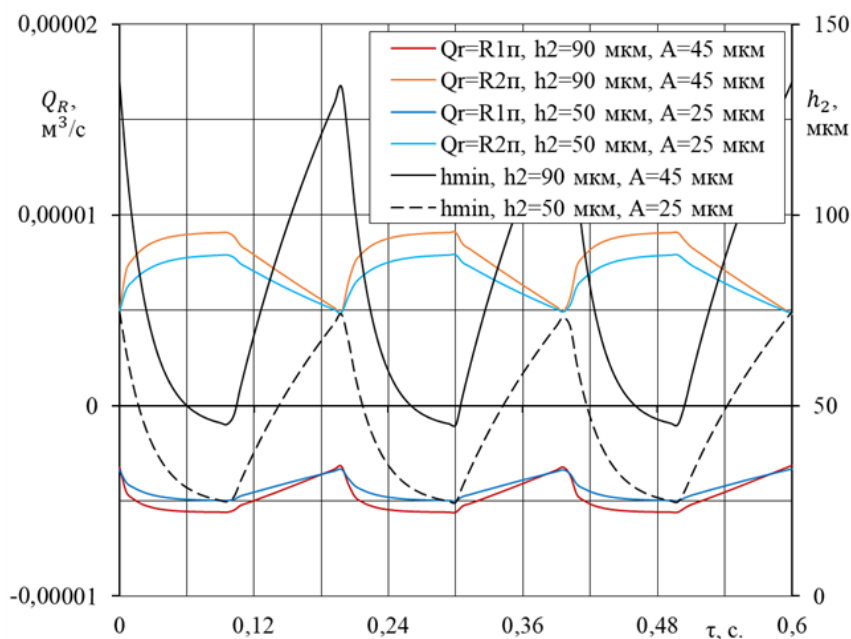


Рисунок 5.31 – Изменение боковых утечек  $Q_{r=R_1}$  и  $Q_{r=R_2}$  подушки при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Omega=31,42 \text{ рад/с}$

Представляет интерес сравнить и дать описание выводов экспериментальных исследований динамических режимов работы УПС с самоустанавливающимися подушками Сережкиной Л. П и Зарецкого Е. И. [26]. На рисунке 5.32 показано изменение температуры подушки  $t$  рабочей (нагруженной) стороны двустороннего УПС2 при циклическом нагружении силой  $P_y$  диска ротора турбины: изменение осевого нагружения происходит по закону, близкому к помпажу ЦК. После 12...15 циклов температура  $t$  постепенно уменьшается до величины, соответствующей осредненной осевой нагрузке  $P_y$ , которая зависит от максимальной амплитуды и времени выдержки нагружения/разгружения. Картины падения локальной максимальной температуры  $t_{\max}$ , посчитанной с помощью программы Sm2px3Tхт при увеличенном количестве периодов до 12 (рисунок 5.30), и температуры подушки  $t$  из результатов экспериментов авторов (рисунок 5.32), качественно совпадают, не смотря на отличия в конструкции подшипников. Количественное сравнение провести не удалось в виду отсутствия достаточных данных. Сережкиной Л. П. и Зарецким Е. И. [26] отмечено, что:

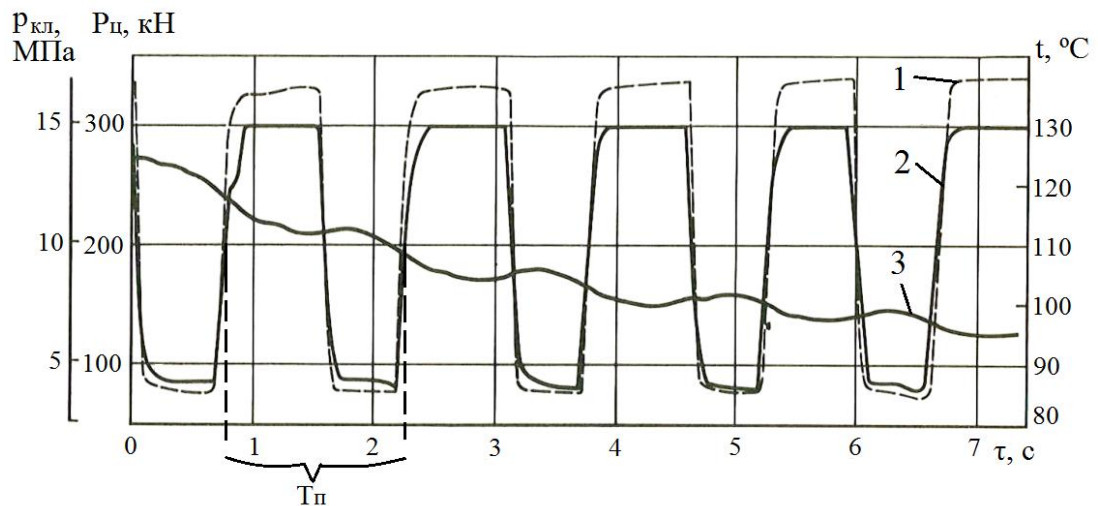


Рисунок 5.32 – Циклическое нагружение УПС,  $\nu=1/1,67 \text{ с}=0,6 \text{ Гц}$ :  
 1 – давление в масляном клине  $p_{\text{кл}}$ , 2 – циклически изменяющаяся нагрузка  $P_y$ ,  
 3 – температура самоустанавливающейся подушки  $t$  [26]

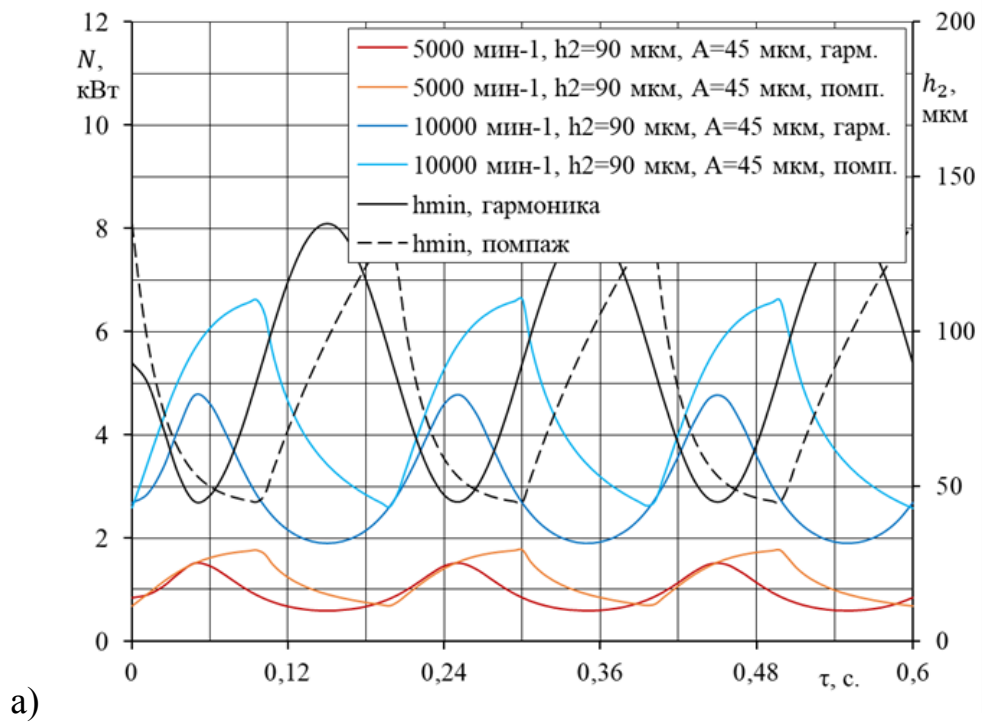
1) температурный режим работы динамически нагруженного УПС определяется двумя факторами: скоростью изменения и временем выдержки максимального пикового значения осевой нагрузки  $F$ . Эти факторы непосредственно определяют время передачи теплоты вглубь подушки;

2) устанавливаемый уровень температуры зависит от количества периодов нагружения упорного подшипника. Если амплитуда нагрузки равна несущей способности УПС, то при низкочастотном до 2 Гц плавном нагружении через несколько периодов осредненная нагрузка становится равной  $1/2$  максимального статического усилия  $P_{cm}$ , выдерживаемого УПС (несущей способности), а внутренняя температура подушки  $t$  соответствует этой осредненной нагрузке и остается постоянной. Увеличение температуры  $t$  до предельных величин при циклическом нагружении означает значительное повышение амплитуды нагружения;

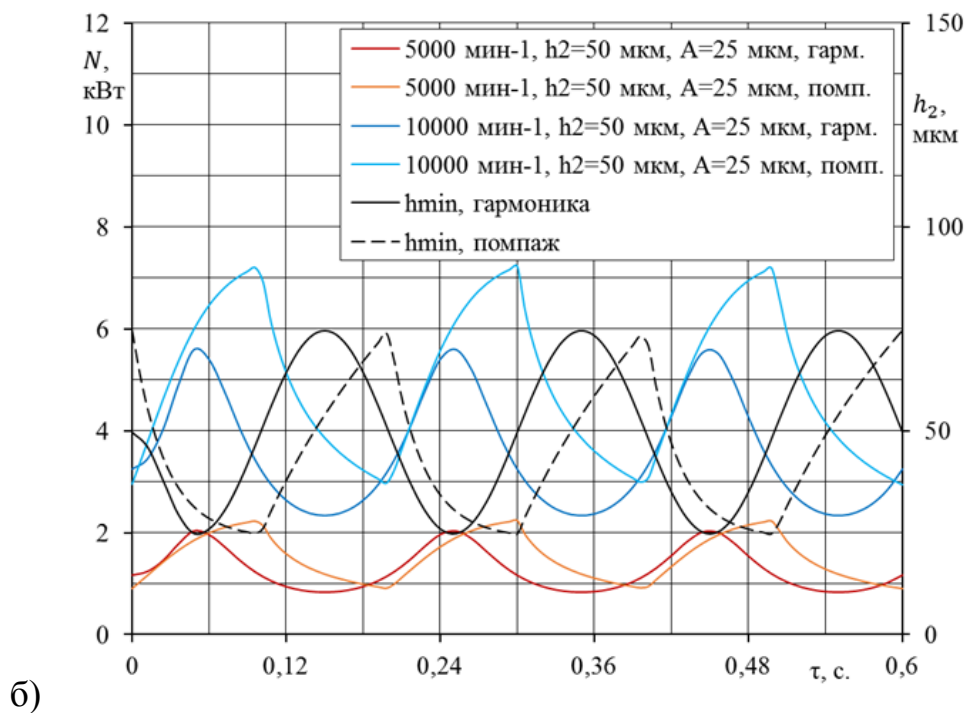
3) допускаемое значение прикладываемой к УПС амплитуды динамической нагрузки определяется конструкцией подшипника: особенностью конструкции несущих подушек (цельные или двуслойные) и способностью подшипника к выравниванию нагрузок по самоустанавливающимся подушкам при перекосах диска и корпуса подшипника.

Исходя из описанного, Сережиной Л. П и Зарецким Е. И. [26] делается вывод, что динамически нагруженный подшипник способен выдержать бо́льшую нагрузку, чем при статическом медленном нагружении. Прирост температуры подушки  $t$  при увеличении циклической частоты  $\Omega$  при одной и той амплитуде динамически изменяющейся нагрузки за один период уменьшается. Следовательно, бо́льшую опасность представляет циклическое нагружение с меньшей частотой  $\nu$ , поскольку в этом случае увеличивается время выдержки приложенного к УПС максимального усилия. Следует отметить, что изучение влияния осевой нагрузки  $F$  на характеристики УПС возможно при решении обратной нелинейной задачи ПТУГД математической модели программы расчетов Sm2px3Tht [276, 291, 292].

На рисунке 5.33 видно, что потери мощности на трение  $N$  смазочного и пограничного слоев УПС при жестком помпаже ЦК также изменяются в противофазе относительно кривой зазора при перемещении диска [290]. Амплитуда изменения потерь  $N$  имеет более высокий вытянутый пик при минимальном зазоре  $h_2$ , чем при максимальном. Потери мощности  $N$  при помпаже выше, чем при гармоническом изменении: при статическом зазоре  $h_2 = 90$  мкм и при частоте



а)



б)

Рисунок 5.33 – Изменение потерь мощности  $N$  при перемещении диска в режиме помпажа ЦК,  $\Omega = 31,42$  рад/с:  $h_2 = 90$  мкм и  $A = 45$  мкм (а);  $h_2 = 50$  мкм и  $A = 25$  мкм (б)

$n = 5000$  мин<sup>-1</sup> максимальное значение выше на  $(1,76312 - 1,51083) \cdot 100 / 1,51083 = 16,7\%$ , а при  $n = 10000$  мин<sup>-1</sup> – на  $(6,607 - 4,75981) \cdot 100 / 4,75981 = 38,8\%$ ; при зазоре  $h_2 = 50$  мкм и при частоте  $n = 5000$  мин<sup>-1</sup> выше на  $(2,22173 - 2,02992) \cdot 100 / 2,02992 = 9,4\%$ , а при  $n = 10000$  мин<sup>-1</sup> – на  $(7,1946 -$

$5,59411) \cdot 100 / 4,75981 = 33,6 \%$  при разных моментах времени. Таким образом, при увеличении частоты вращения разница по мощности между двумя формами перемещения диска увеличивается; уменьшение зазора  $h_2$  эту разницу несколько сокращает из-за уменьшения общих потерь мощности упорного подшипника. В целом при увеличении частоты вращения  $n$  потери  $N$  существенно возрастают из-за увеличения влияния вязкого сдвига сил трения смазки. Следует отметить, при указанных численных экспериментах рассматриваются исключительно гидродинамические потери в смазочном и пограничном слоях без учета сил трения свободных участков ротора компрессора о смазку в корпусе подшипника. В некоторых случаях, например, при повышенных частотах, вторичные дисковые потери могут оказаться выше по абсолютной величине.

### **5.3 Анализ влияния частоты вращения диска на переходных режимах работы компрессора**

Динамическое нагружение УПС при нестационарных режимах работы компрессорных машин помимо перемещения упорного диска вдоль оси ротора при вращающемся срыве или помпаже ЦК могут возникнуть также на переходных режимах работы компрессора. К ним относятся режимы пуска и остановки, а также переход с одной установившейся частоты вращения на другую. Достаточно ощутимые изменения частоты вращения  $n$  ротора центробежного компрессора могут наблюдаться при использовании в качестве привода компрессорного агрегата паровой турбины, газотурбинного двигателя (ГТУ) (авиационного, судового или специально созданного для наземных установок), дизельного двигателя, в которых изменение частоты вращения выходного вала осуществляется просто. В последние годы все более широко используется также регулируемый электропривод ЦК или ВК с помощью частотного преобразователя. Изменение частоты вращения компрессора позволяет изменять его термогазодинамическую характеристику и, соответственно, выходные параметры компрессорной установки [4, 8]. Однако при этом меняется и осевая нагрузка на УПС в зависимости от времени (рассматривает обратная задача расчета УПС [276, 292]). Состояние упорного подшипника компрессора может существенно измениться за счет преобразования

теплового состояния и распределения гидродинамического давления и, следовательно, изменения выходных интегральных характеристик.

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tхт при численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [8, 293, 294]. В качестве установившихся значений частоты вращения приняты  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  ( $\omega = 523,5988 \text{ с}^{-1}$ , которая характерна для винтовых компрессоров) и  $10000 \text{ мин}^{-1}$  ( $\omega = 1047,198 \text{ с}^{-1}$ , которая характерна для центробежных компрессоров). Начальная частота вращения ротора не может быть принята равной 0 из-за особенностей численной реализации программы Sm2px3Tхт, поэтому принято произвольное значение  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ , что условно соответствует состоянию покоя ротора компрессора. Выполнение расчетов с разными частотами  $n = 10, 20, 30 \text{ мин}^{-1}$  показали сходимость результатов расчета к установившемуся значению. Принято допущение постоянства зазора при переходных процессах, расчетные значения величины зазора равны: минимальный  $h_2 = 25 \text{ мкм}$  и увеличенный до  $50 \text{ мкм}$ . Для анализа остановки ЦК при одновременном мягком помпаже приняты следующие его параметры: низкочастотная циклическая частота  $\Omega = 6,28 \text{ рад/с}$  или  $\nu = 1 \text{ Гц}$ , зазор  $h_2 = 50 \text{ мкм}$  и амплитуда  $A = 25 \text{ мкм}$ . Изменение угловой скорости вращения диска  $\omega$  при переходном режиме происходит плавно согласно кривой возрастания и экспоненциальной зависимости (см. уравнения 3.128, 3.129, Том 1).

Следует отметить, что периодическая ТУГД модель, заложенная в основу программы расчетов Sm2px3Tхт (см. главу 3, Том 1), предполагает согласно кривой Герси-Штрибека жидкостной режим трения [27], для которого характерен гарантированный сужающийся рабочий зазор для протекания смазки и возникновения гидродинамического давления. В соответствии с этим режимы полужидкостного и граничного режимов трения, которые могут проявляться при пусковых и остановочных режимах при малых зазорах, в работе не рассматриваются. Это также подтверждается экспериментами упорного подшипника на стенде, когда

жидкостной режим трения возникает практически сразу после пуска [277, 278]. Соответственно, рассматривается режим теплового пуска при постоянном осевом зазоре без вероятности заклинивания упорного подшипника скольжения в процессе пуска турбомашин [295].

На рисунке 5.34 представлено изменение несущей способности  $P$  упорного подшипника при пуске компрессора при разных зазорах  $h_2$  и частоте  $n$  в процессе разгона ротора. Как правило, пуск компрессора по времени осуществляется достаточно быстро в течение нескольких десятков секунд за счет значительного прикладываемого момента привода, раскручивающего валопровод компрессорного агрегата. Как видно, для всех кривых несущей способности на начальном этапе пуска при  $\tau = 0 \dots 4$  с. происходит резкий рост несущей способности. По-видимому, это связано с низкими тепловыделениями и, соответственно, повышенной вязкостью по объему смазочного слоя при температуре  $t \approx t_0$  при первых секундах пуска. После первоначального скачка на работу упорного подшипника начинают сказываться возрастающие потери энергии на трение при повышении  $n$ , и следовательно, происходит нагрев смазочного и пограничного слоев и окружающих их деталей. В результате повышается общий температурный уровень смазки, понижаются вязкость и реакция смазочного слоя подшипника. В зависимости от интенсивности тепловых процессов после резкого роста кривая  $P$  может практически сразу установиться, либо немного возрасти с последующим монотонным понижением и установлением при достижении  $n$  заданного значения. Однако, чем меньше величина зазора  $h_2$ , тем на большую величину возрастает величина  $P$ . На величину роста несущей способности и последующего ее убывания также влияет величина установившейся частоты вращения: кривые 1-2 и 1-2' изменения угловой скорости  $\omega$ . Наибольшее пиковое значение  $P$  наблюдается при  $h_2 = 25$  мкм и разгоне от 10 до 10000 мин<sup>-1</sup>, например, при одинаковом зазоре и при разных моментах времени  $\tau$  величина  $P$  выше, чем при разгоне до от 10 до 5000 мин<sup>-1</sup>, на  $(21227,3 - 12463,5) \cdot 100 / 12463,5 = 70,3$  %. Далее по мере увеличения тепловыделений величина  $P$  резко и практически линейно уменьшается и



устанавливается уже за принятыми для расчета временными пределами  $\tau > 62$  с. разгона ротора компрессора.

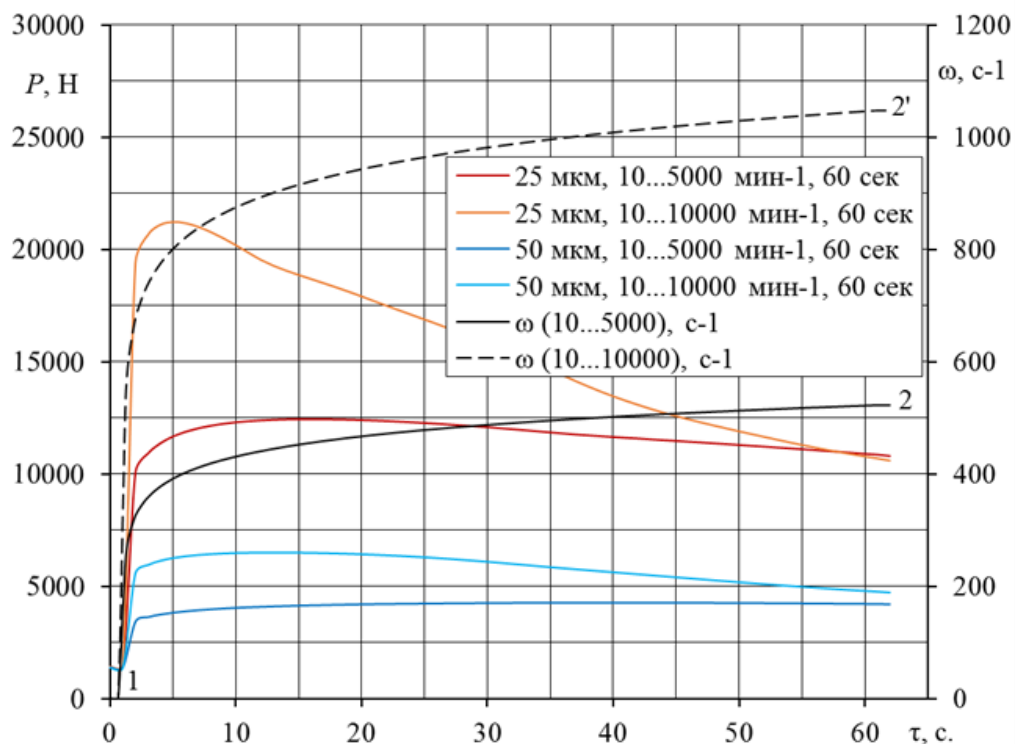


Рисунок 5.34 – Изменение несущей способности  $P$  упорного подшипника при пуске компрессора [294]

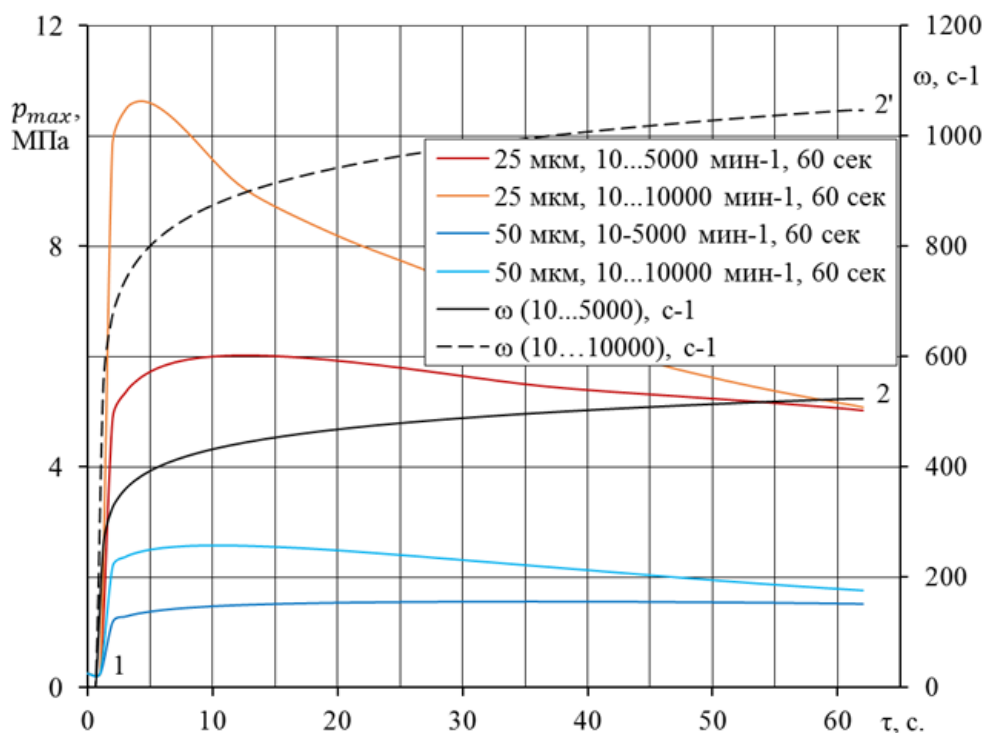


Рисунок 5.35 – Изменение максимального давления  $p_{\max}$  на поверхности подушки при пуске компрессора

Как следствие, при пуске компрессора рабочая поверхность подушки упорного подшипника при достижении пикового значения несущей способности  $P$  испытывает резко возрастающие гидродинамические давления, что можно увидеть на рисунке 5.35. В целом кривые изменения  $p_{\max}$  при пуске компрессора качественно идентичны кривым изменения несущей способности  $P$  упорного подшипника. При  $h_2=25$  мкм и разгоне до от 10 до 10000 мин<sup>-1</sup> пиковое значение максимального давления достигает  $p_{\max}=10,6246$  МПа за время  $\tau=4$  с. и резко снижается до  $p_{\max}=5,08244$  МПа за время  $\tau=62$  с.

Влияние вязкостно-температурного состояния смазки при разгоне на локальные характеристики упорного подшипника можно заметить на рисунке 5.36. Если перед пуском в состоянии относительного покоя максимальная температура смазочного и пограничного слоев равна начальной температуре  $t_{\max} \approx t_0 \approx 40$  °С, независимо от величины зазора, то по мере увеличения частоты вращения и расхода кинетической энергии вращения диска на преодоление потерь на трение, обусловленные силами сопротивления вязкой жидкости сдвигу, общий температурный уровень смазки непрерывно повышается. Чем меньше величина зазора  $h_2$  и больше величина угловой скорости диска  $\omega$ , тем более крутой становится кривая увеличения температуры  $t_{\max}$ . Наибольшие предельные значения температуры  $t_{\max}$  возникают при минимальном зазоре  $h_2=25$  мкм и разгоне диска от 10 до 10000 мин<sup>-1</sup> в момент времени  $\tau=62$  с.: в этом случае при том же зазоре величина  $t_{\max}$  достигает более высокого значения, чем при разгоне от 10 до 5000 мин<sup>-1</sup>, на  $(143,591-67,5684) \cdot 100/67,5684=112,5$  %. Причем увеличение зазора до  $h_2=50$  мкм снижает температуру  $t_{\max}$  в момент времени  $\tau=62$  с. на  $(143,591-86,7963) \cdot 100/86,7963=65,4$  %. Фактически все кривые температуры  $t_{\max}$ , как видно из рисунка 5.36, продолжают расти, и процесс теплового установления завершится после окончания разгона ротора при  $\tau > 61$  с.

Неподвижная подушка непрерывно нагревается при разгоне диска из-за ограниченной конвекции вблизи ее поверхности. Отличие температур вращающегося диска от температур подушки заключается в том, что диск участвует в

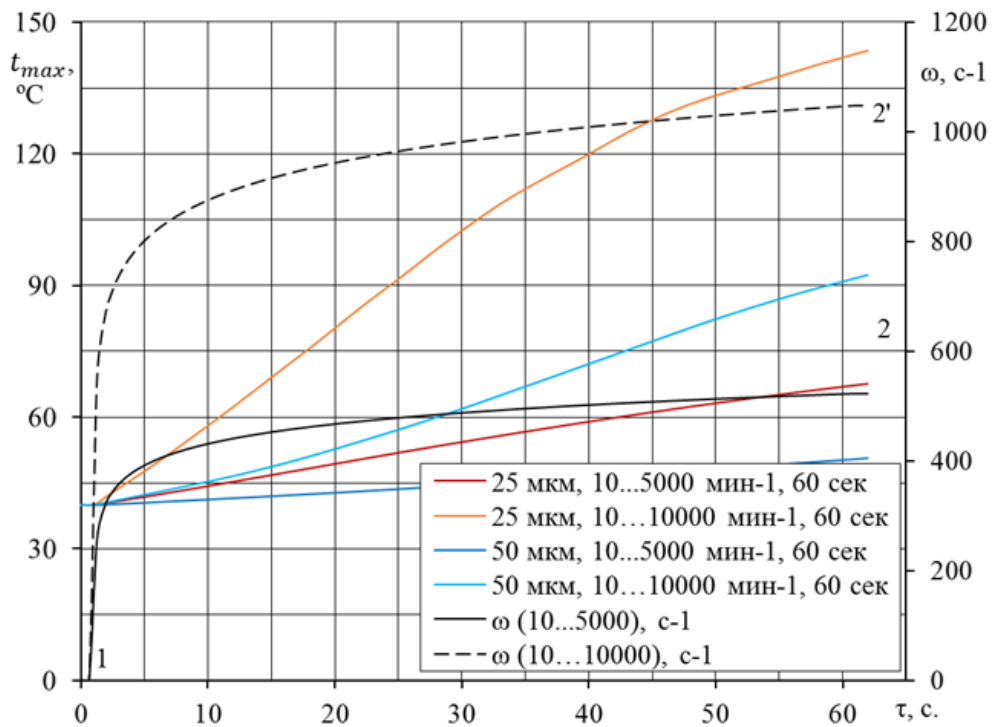


Рисунок 5.36 – Изменение максимальной температуры  $t_{max}$  смазочного и пограничного слоев при пуске компрессора [294]

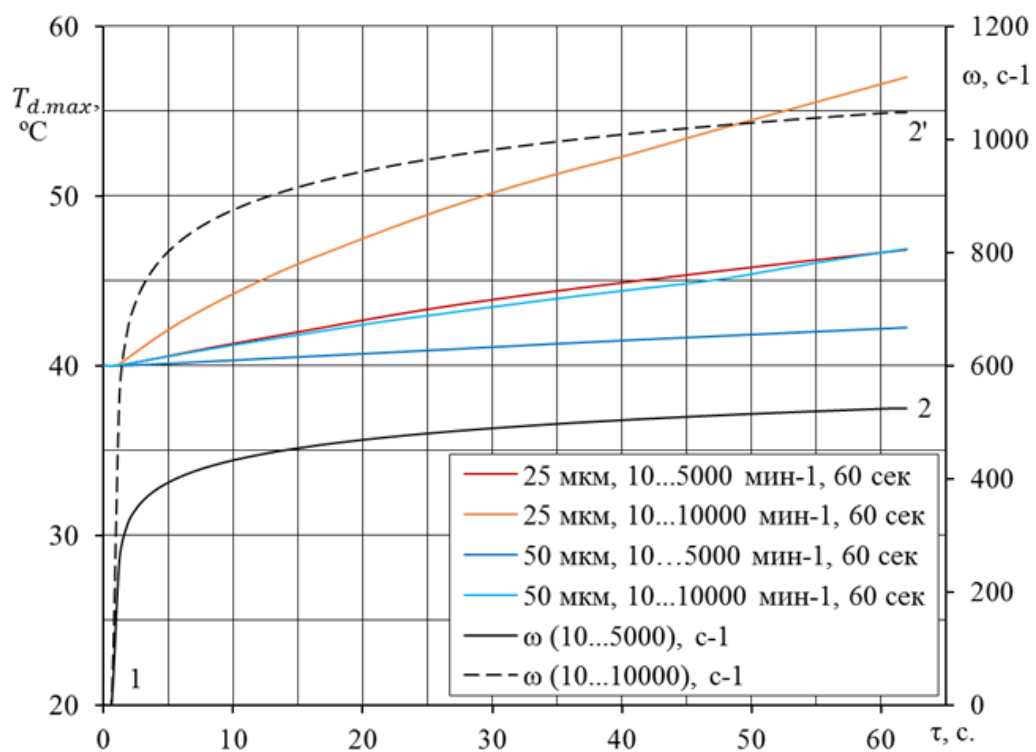


Рисунок 5.37 – Изменение максимальной температуры упорного диска  $T_{d,max}$  при пуске компрессора

тепловом перераспределении между разными участками (нагретой и охлажденной смазки) смазочного и пограничного слоев при высоких числах Прандтля  $Pr$  [56, 115]. Этим продиктовано практически линейное возрастание максимальной температуры диска  $T_{d\max}$  при разных зазорах и разгонах ротора компрессора, причем до значений, значительно меньших  $t_{\max}$  (рисунок 5.37). Например, при  $h_2=25$  мкм и разгоне диска до от 10 до 10000 мин<sup>-1</sup> в момент времени  $\tau = 62$  с. максимальная температура  $T_{d\max}=57,044$  °С.

Тепловое состояние упорного подшипника скольжения напрямую определяет гидродинамические потери мощности на трение  $N$  (рисунок 5.38). При пуске, когда вязкость смазочного и пограничного слоев при температуре  $t \approx t_0$  имеет повышенные значения (например, марка масла Тп-22С при 40 °С имеет динамическую вязкость примерно  $\mu_0=31,780 \cdot 10^{-3}$  Па·с, а при 100 °С –  $4,002 \cdot 10^{-3}$  Па·с), потери  $N$  имеют также резкий рост, в том числе за счет увеличения скоростей  $V_r$  и  $V_\phi$  по высоте зазора (см. уравнение 4.81, Том 1). В дальнейшем по мере возрастания температурного уровня смазки за счет тепловыделений при вязкостном сдвиге и понижения вязкости, потери мощности  $N$  понижаются и устанавливаются с разной интенсивностью в зависимости от величины зазора и разгона диска ротора.

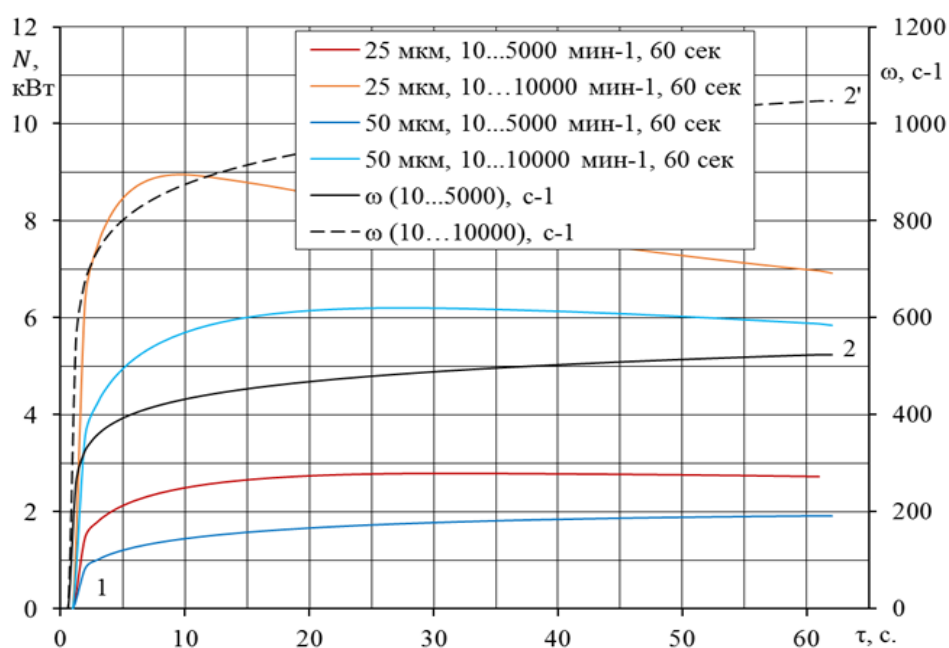


Рисунок 5.38 – Изменение потерь мощности на трение  $N$  при пуске компрессора

Например, при  $h_2 = 25$  мкм и разгоне диска до от 10 до 10000 мин<sup>-1</sup> потери мощности  $N$  выше, чем при разгоне до от 10 до 5000 мин<sup>-1</sup> при том же зазоре и разных моментах времени, на  $(8,95214 - 2,79559) \cdot 100 / 2,79559 = 220,2$  %.

Переходные режимы работы упорного подшипника с одной частоты вращения на другую могут происходить при изменении рабочего режима центробежного или винтового компрессора, например в соответствии с термогазодинамической характеристикой ЦК и сети нагнетания (см. рисунок 1.2, Том 1).

Характер изменения локальных и интегральных характеристик УПС при повышении частоты вращения с  $n_1 = 5000$  мин<sup>-1</sup> до  $n_2 = 10000$  мин<sup>-1</sup> при зазорах  $h_2 = 25$  мкм и 50 мкм показан на рисунках 5.39-5.43, кривая 1-2 изменения угловой скорости  $\omega$ . В сравнении с режимом пуска при  $n_1 = 5000$  мин<sup>-1</sup> исходное установившееся тепловое состояние упорного ПС отличается от состояния при  $n_1 = 10$  мин<sup>-1</sup> как более нагретое. Разгон ЦК при смене режима начинается не от состояния покоя ротора компрессора, а от текущего установившегося значения  $n$ . Время разгона также составляет несколько десятков секунд в зависимости от момента инерции вращения ротора компрессора и прикладываемого крутящего момента привода: при расчете принято  $\Delta \tau = 60$  с. По этой причине начало изменения величин  $P$ ,  $p_{\max}$ ,  $t_{\max}$ ,  $T_{d\max}$  и  $N$  при увеличении  $n$  при зазорах  $h_2 = 25$  мкм и 50 мкм происходит из разных начальных точек. Увеличение осевого зазора с  $h_2 = 25$  мкм до 50 мкм приводит к снижению потерь энергии за счет уменьшения вязкостного трения между слоями смазки. Как следствие, происходит снижение распределения температур в смазочном и пограничном слоях и прилегающих к ним подушке и упорном диске и потерь мощности, но также происходит падение несущей способности и величин распределения давлений смазки на поверхности подушки.

Понижение частоты вращения с  $n_1 = 10000$  мин<sup>-1</sup> до  $n_2 = 5000$  мин<sup>-1</sup> происходит плавно по экспоненте при снижении прикладываемого крутящего момента (рисунки 5.39-5.43, кривая 1'-2' изменения угловой скорости  $\omega$ ). Время торможения зависит от момента инерции вращения ротора и может быть значительно

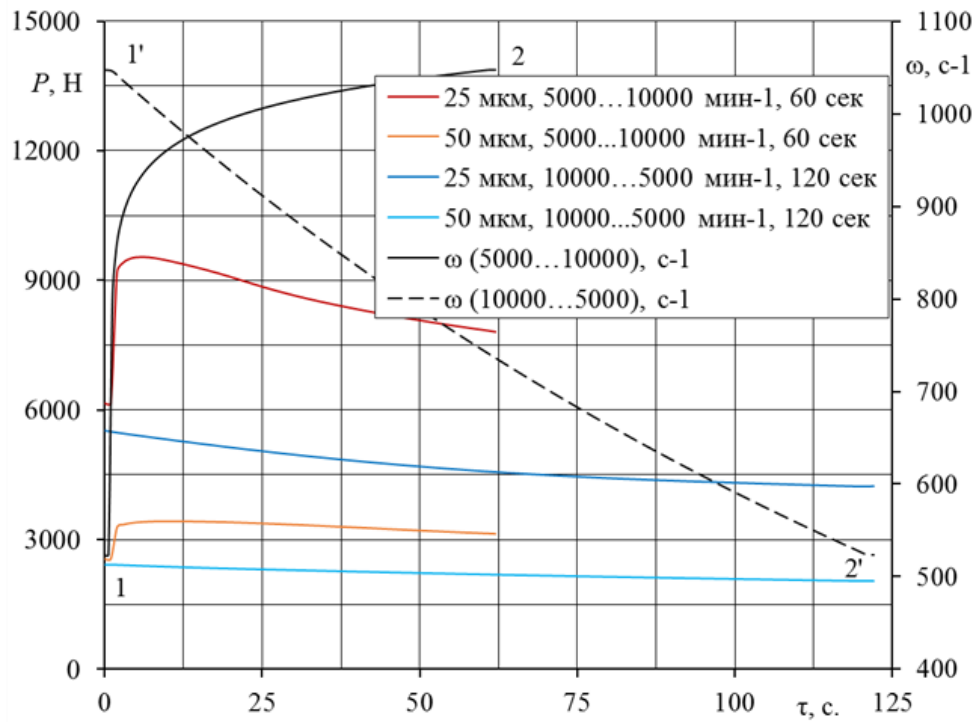


Рисунок 5.39 – Изменение несущей способности  $P$  УПС при изменении частоты вращения  $n$  ротора компрессора [294]

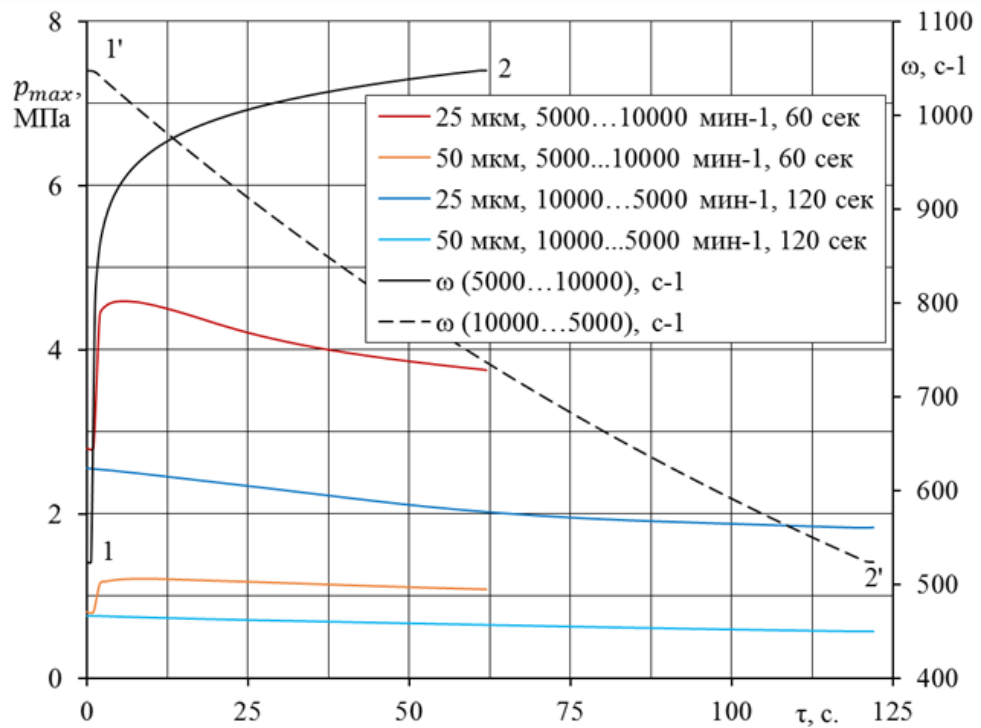


Рисунок 5.40 – Изменение максимального давления  $p_{max}$  на поверхности подушки при изменении частоты вращения  $n$  ротора компрессора

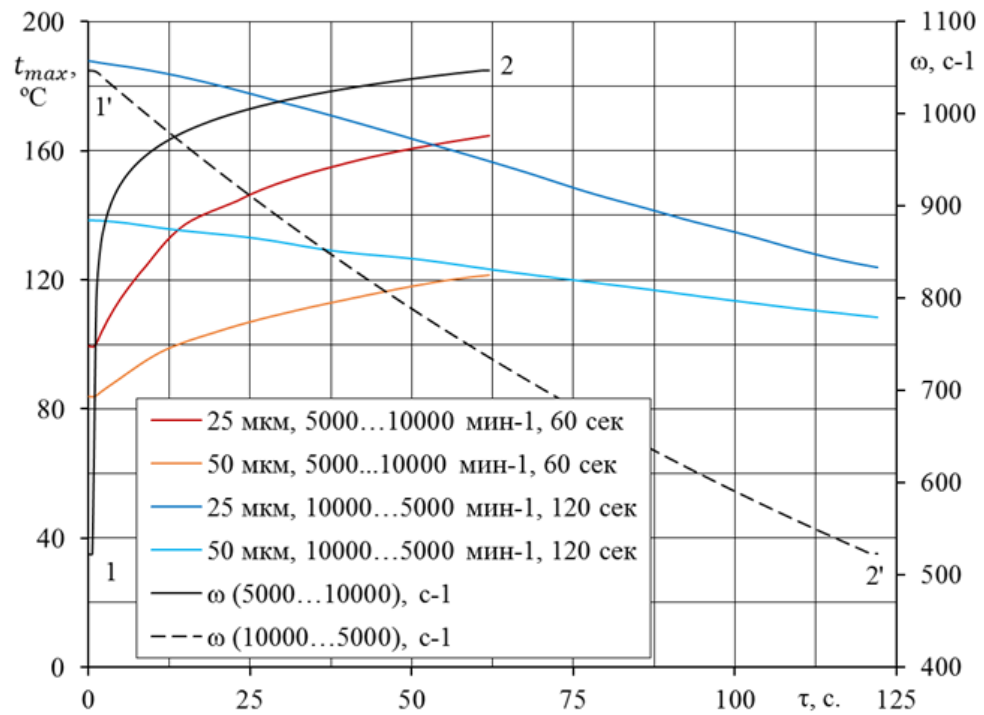


Рисунок 5.41 – Изменение максимальной температуры  $t_{max}$  смазочного и пограничного слоев при изменении частоты вращения  $n$  ротора компрессора

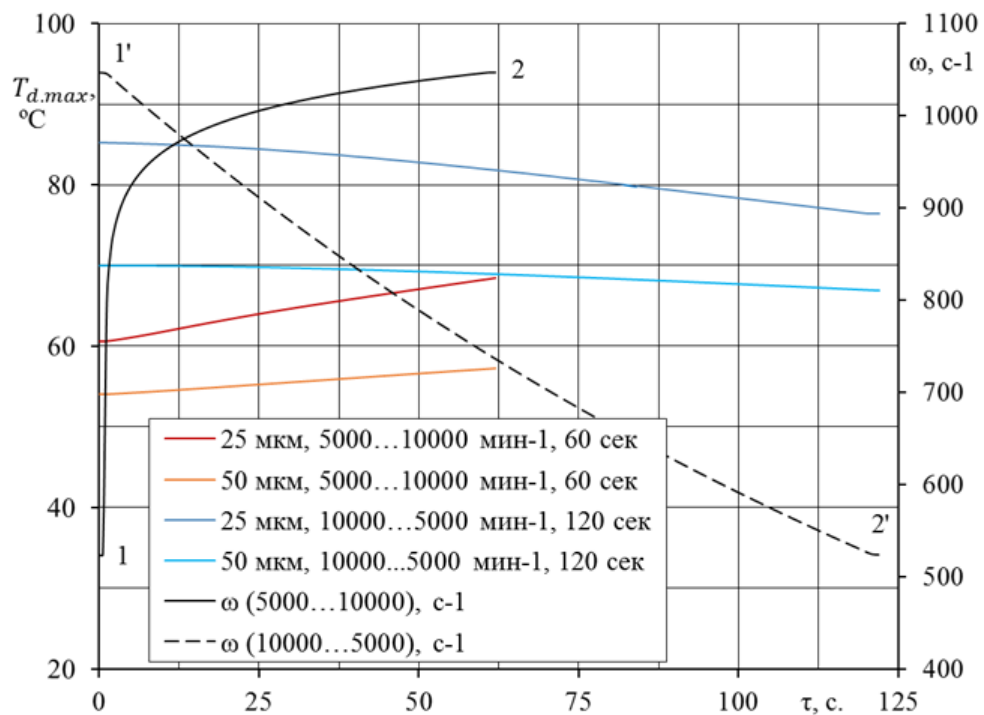


Рисунок 5.42 – Изменение максимальной температуры диска  $T_{d,max}$  при изменении частоты вращения  $n$  ротора компрессора

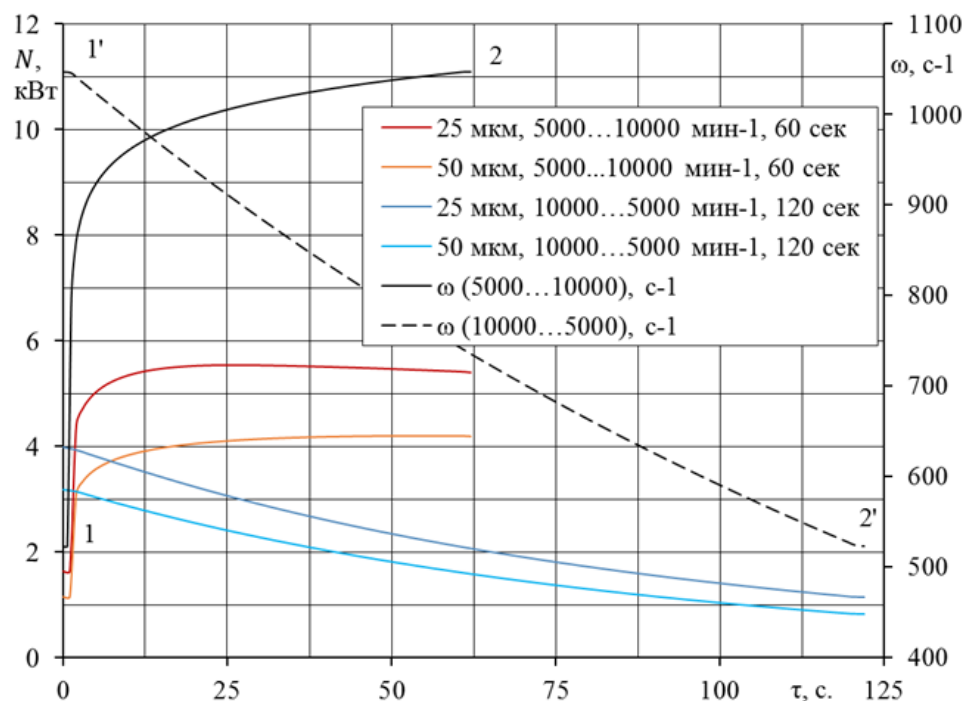


Рисунок 5.43 – Изменение потерь мощности на трение  $N$  при изменении частоты вращения  $n$  ротора компрессора

увеличено: при расчете принято  $\Delta\tau=120$  с. Плавное изменение величины  $\omega$  приводит к монотонному уменьшению локальных и интегральных характеристик упорного подшипника. При этом чем меньше зазор  $h_2$ , тем более быстрое падение происходит максимальной температуры  $t_{\max}$  (рисунок 5.41).

При сравнении процессов разгона и торможения упорного диска ротора компрессора при разных частотах  $n$  можно заметить, что характеристики в конце процесса разгона не совпадают с характеристиками начала процесса торможения при одной и той же частоте. Например, при  $h_2=25$  мкм и  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> разница в значениях несущей способности составляет  $\Delta P=7814,6-5520,02=2294,58$  Н (рисунок 5.39). Это еще раз подтверждает инерционность процесса распространения теплоты  $\dot{q}$  в областях подшипника: не смотря на окончание процесса разгона или торможения диска до определенной частоты, тепловые процессы не устанавливаются, а продолжают изменяться при последующей стабильной работе компрессора. Следовательно, требуется значительно больше времени помимо времени процессов разгона и торможения, чтобы характеристики упорного подшипника при разных значениях частоты  $n$  переходных процессов совпали.



Процесс остановки компрессора совпадает с промежуточным переходным процессом торможения ротора с той лишь разницей, что линии при разных значениях зазора  $h_2$  и частоты  $n$  сходятся в одну точку состояния покоя диска ротора (рисунки 5.44-5.48, кривые 1-2 и 1'-2 изменения угловой скорости  $\omega$ ). Время выбега ротора, как правило, длительное и составляет несколько минут в зависимости от момента инерции вращения ротора при отключении крутящего момента привода, особенно для ЦК с промежуточным расположением рабочих колес (при расчете принято  $\Delta\tau=180$  с.). Время выбега  $\Delta\tau$  также является диагностическим параметром при механических испытаниях компрессора. Плавное снижение угловой скорости  $\omega$  без подвода механической энергии от привода компрессора приводит к равномерному падению несущей способности  $P$  (рисунок 5.44). Кривые  $P$  сходятся в единую точку, соответствующую частоте вращения  $n=10$  мин<sup>-1</sup>, независимо от высоты зазора  $h_2$  и первоначальной  $n$ :  $P=1384,9$  Н. Картина изменения максимального гидродинамического давления  $p_{\max}$  в смазочном слое соответствует характеру изменения несущей способности (рисунок 5.45). Максимальное давление слоя соответствует граничному давлению внешней кромки подушки  $p_{\max}=0,25$  МПа. Тепловые процессы в подшипнике при снижении  $n$  постепенно теряют свою интенсивность, но не заканчиваются окончательно с выбегом ротора. Максимальная температура  $t_{\max}$  при снижении  $n$  при уменьшенном зазоре  $h_2=25$  мкм и  $\tau \approx 40$  с. имеет некоторый перегиб, после которого уменьшение максимума  $t_{\max}$  происходит более медленно (рисунок 5.46). Интервал и общая интенсивность снижения максимальной температуры диска  $T_{d\max}$  происходит более медленно за счет аккумулялирования и отдачи теплоты при прохождении разных участков смазки подшипника при выбеге (рисунок 5.47). В дальнейшем температуры  $t_{\max}$  и  $T_{d\max}$  должны снизиться до температуры границы МПК  $t_0=40$  °С. Потери мощности имеют большую интенсивность снижения при выбеге ротора за счет существенного уменьшения скоростей  $V_r$  и  $V_\phi$  в толще смазки при уменьшении угловой скорости диска (рисунок 5.48).

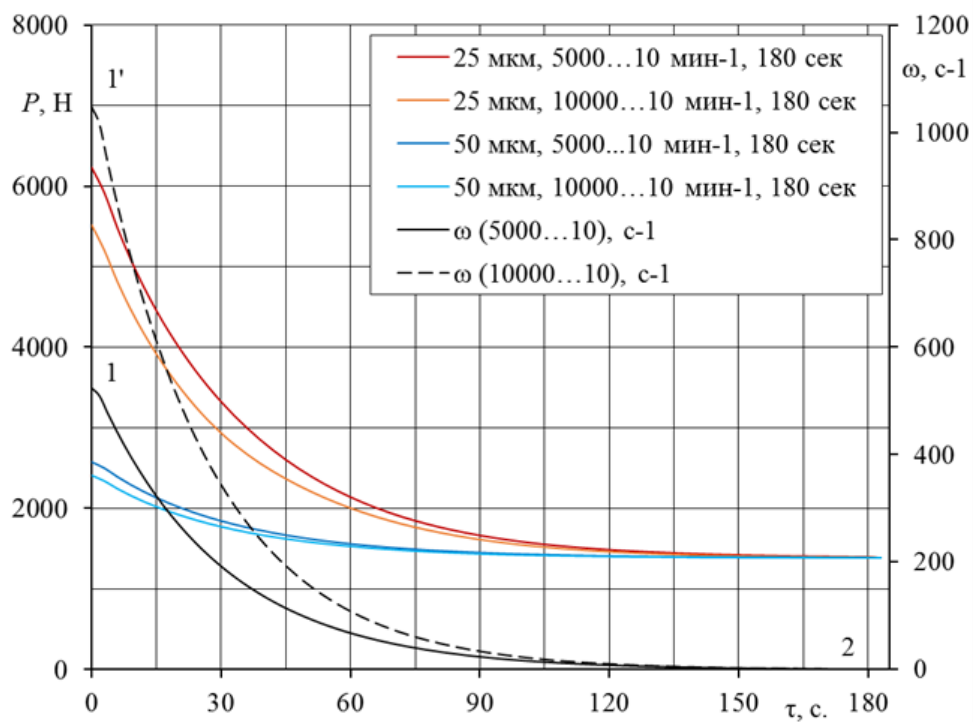


Рисунок 5.44 – Изменение несущей способности  $P$  УПС при остановке компрессора [294]

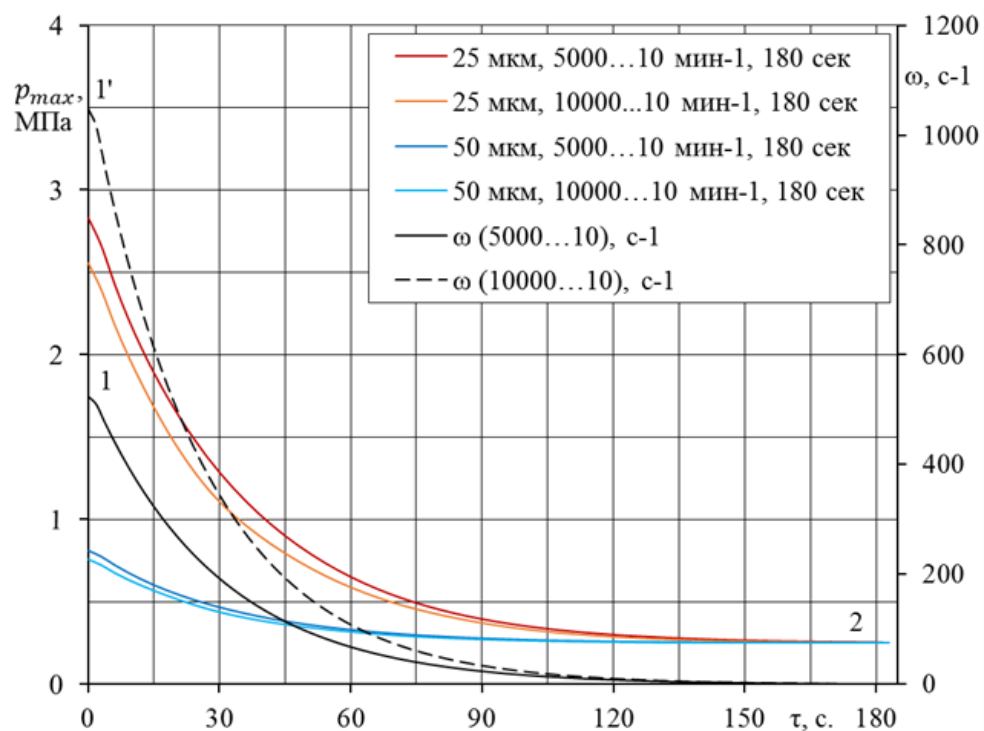


Рисунок 5.45 – Изменение максимального давления  $p_{\max}$  на поверхности подушки при остановке компрессора

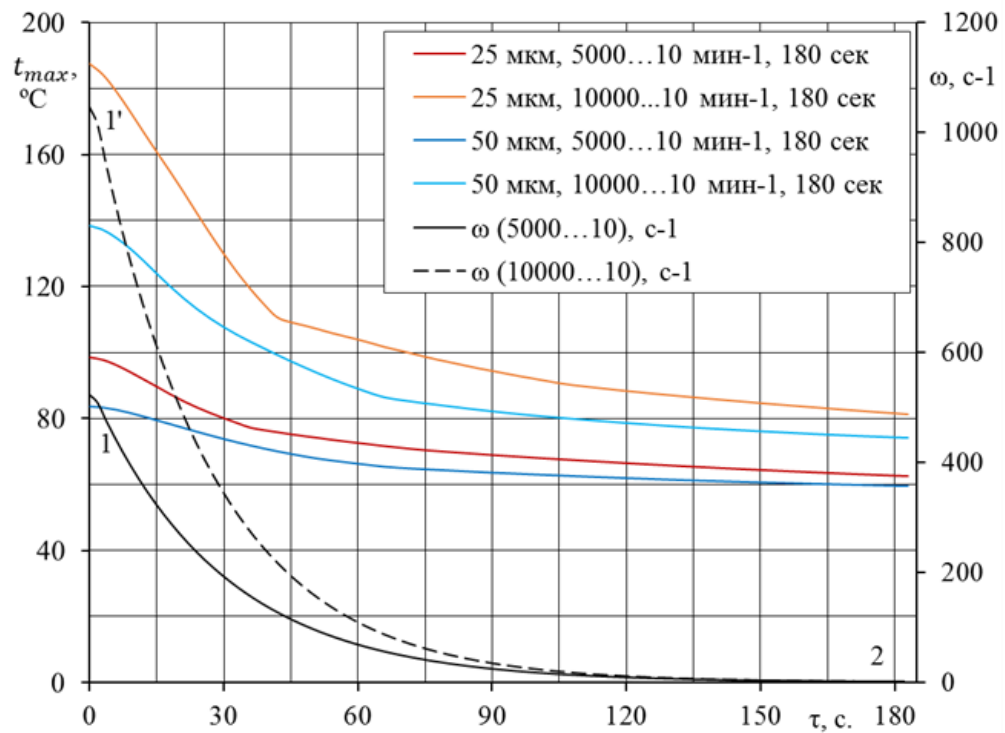


Рисунок 5.46 – Изменение максимальной температуры  $t_{max}$  смазочного и пограничного слоев при остановке компрессора

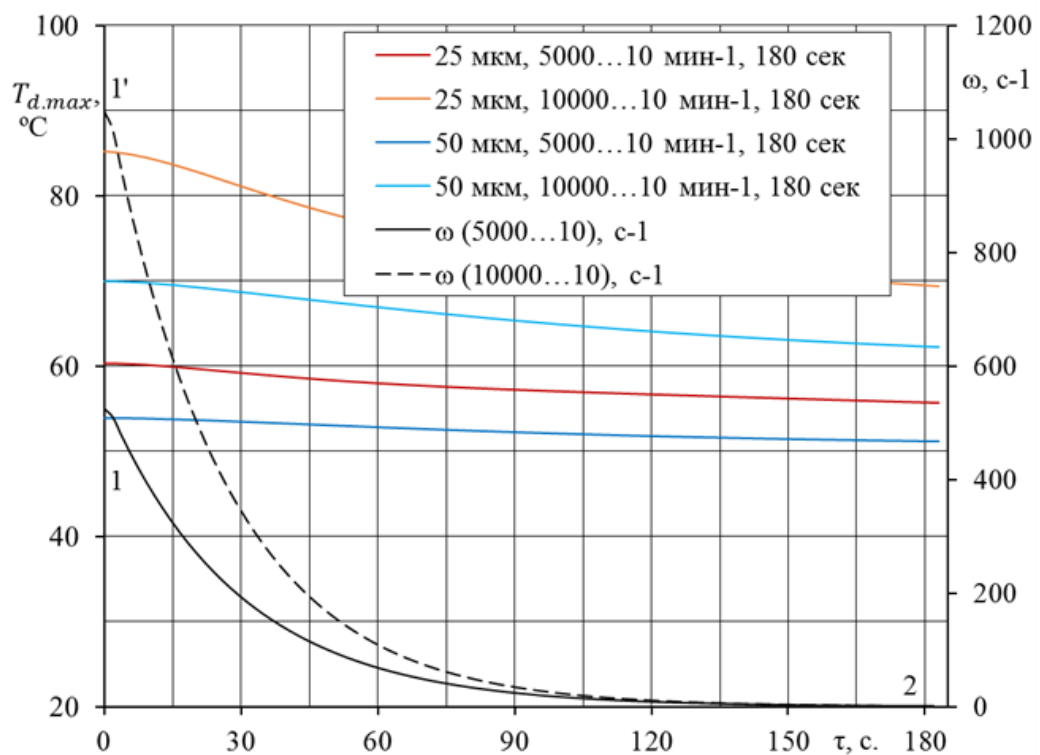


Рисунок 5.47 – Изменение максимальной температуры упорного диска  $T_{d,max}$  при остановке компрессора

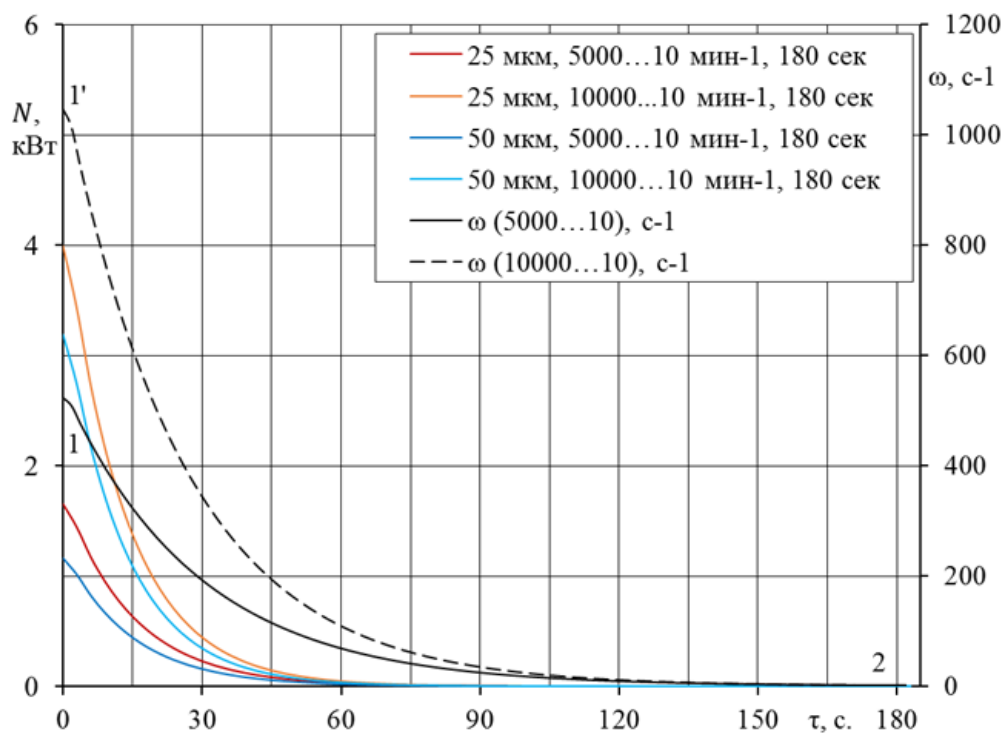


Рисунок 5.48 – Изменение потерь мощности на трение  $N$  при остановке компрессора

Представляет большой интерес моделирование процесса выбега ротора при одновременном помпаже центробежного компрессора. Такая ситуация при эксплуатации может возникнуть при резком снижении частоты вращения ротора компрессора и сохранении газовой системы под давлением нагнетания сжатого газа (противодавлением) ступеней компрессорной установки. Резкое снижение частоты  $n$  за малый промежуток времени может привести к тому, что центробежная ступень при продолжающем работать ЦК создает конечное давление ниже, чем давление в емкостях газовой системы. Это приводит к прорыву сжатого газа на вход, например промежуточной или концевой центробежной ступени из газоохладителя мультиплакаторного ЦК [4, п. 11.14]. В результате статическая сеть нагнетания приобретает временные динамические свойства и меняет свой наклон на термогазодинамической характеристике, а режим работы ЦК при выбеге ротора гарантированно попадает в зону помпажа (см. рисунки 1.3, 1.4, Том 1). В этих условиях УПС получает жесткие, близкие к аварийным условия работы в режиме помпажа при одновременной остановке.

На рисунке 5.49 представлено изменение несущей способности упорного подшипника ЦК при указанном совместном процессе остановки компрессора и

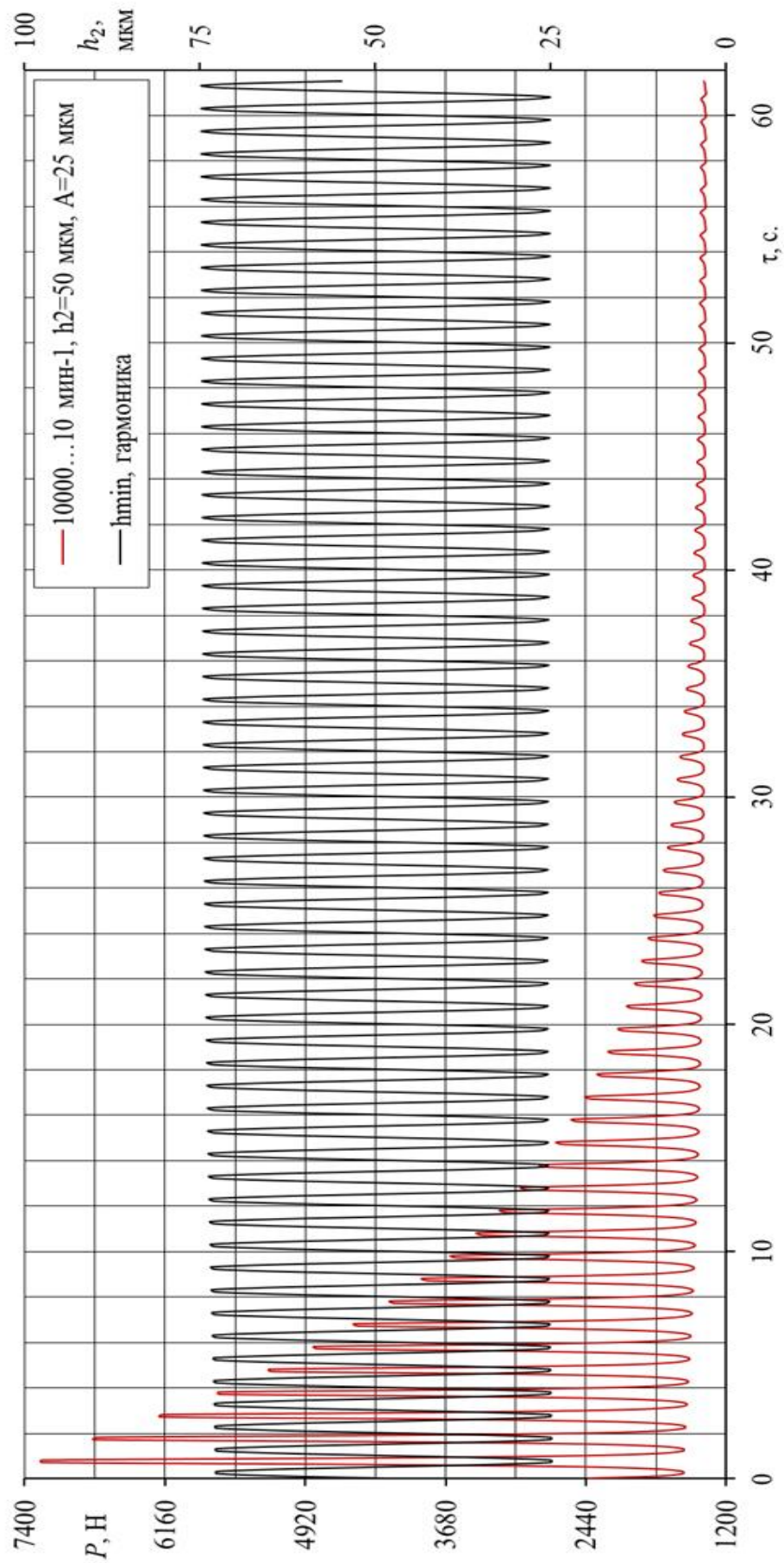


Рисунок 5.49 – Изменение несущей способности УПС при одновременном мягком подпаже центробежного компрессора, циклическая частота  $\Omega=6,28$  рад/с (частота  $\nu=1$  Гц), время выбега 60 с [294]

мягком помпаже проточной части. При расчете время выбега принято укороченным  $\Delta\tau=60$  с., а общее количество циклов равным 60. В начальный момент времени значения пиков и осредненной величины  $P$  совпадают с периодическим изменением несущей способности при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа (см. рисунок 5.2а). Однако при дальнейшем плавном снижении угловой скорости  $\omega$  пиковые и осредненные значения  $P$  начинают уменьшаться также по экспоненте: особенно это сказывается на максимальном значении при минимальном зазоре. Со временем амплитуда колебаний несущей способности уменьшается, и величина  $P$  стремится к значению при статическом зазоре  $h_2=50$  мкм и частоте  $n=10$  мин<sup>-1</sup>:  $P=1391,28$  Н. При  $\tau > 35$  с. остаются некоторые незначительные колебания реакции смазочного слоя при уже практически остановившемся диске ротора компрессора из-за продолжающегося полноценного гармонического осевого перемещения диска. При  $\tau \geq 49$  с. это естественным образом приводит к возникновению циклического разрежения на рабочей поверхности подушки при  $p < p|_T=0,24$  МПа (рисунок 5.50), максимум которого интенсивно увеличивается по нелинейной кривой роста разрежения 1 по мере остановки компрессора и стремления несущей способности подшипника  $P \rightarrow 0$ . На рисунке 5.50

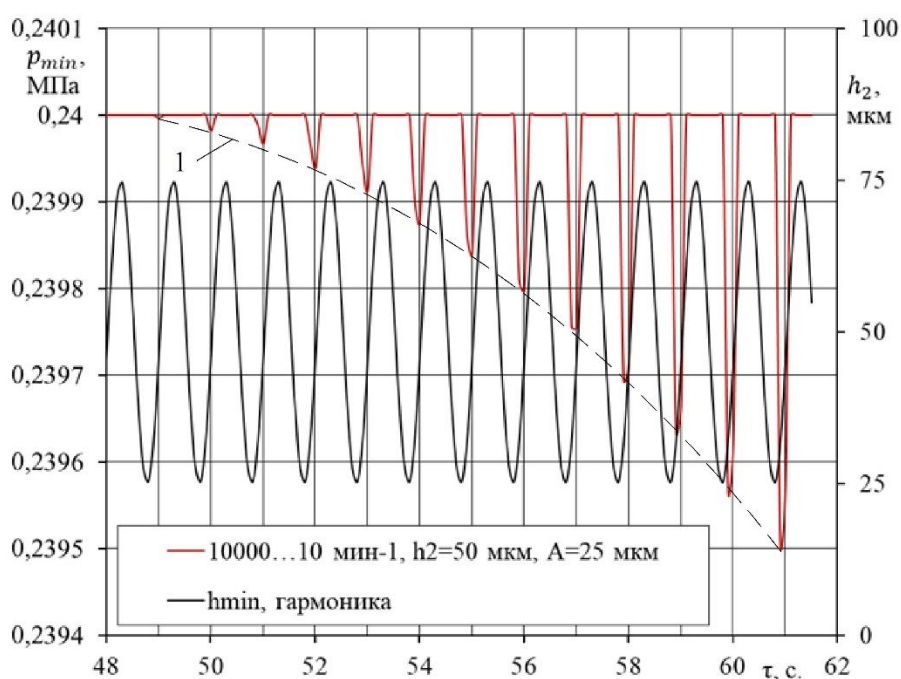


Рисунок 5.50 – Изменение минимального давления  $p_{\min}$  при остановке и помпаже ЦК, циклическая частота  $\Omega=6,28$  рад/с

можно заметить также отставание на  $1/4$  периода  $\tau_n = 1$  с. максимума разрежения от минимального значения переменной высоты зазора (фактически максимум разрежения возникает около среднего статического зазора  $h_2 = 50$  мкм). Скорее всего, подобное запаздывание также связано с демпфирующими свойствами смазочного слоя, которое проявляется при циклическом перемещении упорного диска вдоль оси ротора ЦК [281, 290].

При длительном выбеге компрессора и повторяющемся мягком помпаже ЦК за промежуток времени  $\Delta\tau = 60$  с. температура  $t_{\max}$  практически сразу уменьшается по закону экспоненты от предельных температур до относительно низких  $t_{\max} = 138,676 \rightarrow 80,8833$  °С (рисунок 5.51). Интервал уменьшения температуры диска значительно меньше  $T_{d\max} = 69,9806 \rightarrow 66,0312$  °С. При этом температура  $T_{d\max}$  первоначально незначительно возрастает, затем уменьшается практически прямолинейно. Обеим температурам  $t_{\max}$  и  $T_{d\max}$  для установления в дальнейшем требуется дополнительное время для достижения в дальнейшем температуры подачи смазки маслосистемы компрессора  $t_0 \approx 40$  °С.

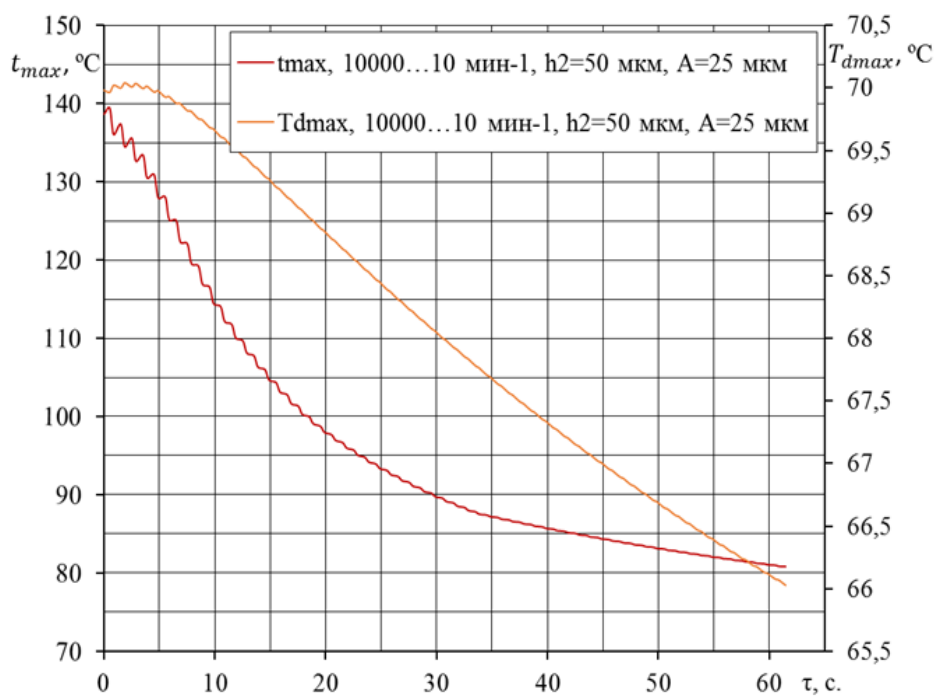


Рисунок 5.51 – Изменение максимальных температур  $t_{\max}$  и  $T_{d\max}$  при остановке и помпаже ЦК, циклическая частота  $\Omega = 6,28$  рад/с



#### 5.4 Предельные характеристики покрытия неподвижной подушки

Для инженеров основными классическими ограничивающими работу подшипников скольжения параметрами являются максимальная температура смазки  $t_{\max}$  и минимальный зазор  $h_{\min}$  [18]. *Первый локальный параметр* ограничивает температурный режим работы подшипника по двум причинам: из-за критических температур нефтяных масел системы смазки компрессора (например, для турбинного масла Тп-22 критическая температура составляет  $t_{кр} = 120...140$  °С [82]) и снижения механических характеристик антифрикционных материалов покрытия подушек. Например, для оловянного баббита Б-83 по ГОСТ 1320-74 температура плавления находится в диапазоне от  $t_{пл} = 320...440$  °С, но действительная температура эксплуатации из-за ограничивающих физико-химических показателей для нефтяных масел (см. таблицу 9.3) составляет  $t_{\max}$  или фактически  $T_{p\max} \leq 110$  °С [18]. При повышенных температурах происходит старение масла, образование нагара (коксование масла) на рабочих поверхностях подушек, а несущий смазочный слой может потерять прочность и возможность нести приложенную нагрузку [8]. *Второй локальный параметр* в зависимости от приложенной нагрузки  $F$  и уравнивающей ее несущей способности  $P$  исключает при работе возможность касания статорной и роторной частей подшипника, что может привести к нарушению жидкостного режима трения, заклиниванию и выходу из строя. При расчетах минимальная величина рабочего зазора принимается с некоторым запасом надежности в зависимости от уровня шероховатости и точности изготовления вращающегося элемента и подушки и, как правило, равна  $h_{\min} = 20...25$  мкм [18, 22, 296].

Однако помимо указанных ограничений антифрикционный слой из баббита разных марок подушек при работе испытывает еще одно воздействие, которое нельзя игнорировать и необходимо учитывать при расчете ПС – это формируемое поле гидродинамического давления в смазочных слоях подшипника. Повышенная величина давления  $p$  в сочетании с высокими тепловыделениями в смазочном слое из-за вязкостного сдвига и, соответственно, изотермами  $t$  на рабочей по-



верхности подушки может достичь предела текучести, что приведет к постепенному вытеканию баббита и искажению формы рабочего зазора. Баббит становится мягким при температурах около 120...135 °С. При этих температурах может возникнуть пластическая деформация материала покрытия подушки, и баббит начнет стираться: это стирание интенсивнее при высоких удельных нагрузках на узел подшипника [22, 24, 25]. Следовательно, области максимального давления и максимальной температуры на поверхности баббитового покрытия подушек подшипника скольжения связаны между собой.

Таким образом, достижение *локального предела текучести при сжатии*  $\sigma_{-0,2}$  материала покрытия подушки можно рассматривать третьим ограничивающим параметром работы подшипника скольжения [290], в том числе на нестационарных режимах работы центробежного или винтового компрессора при циклически изменяющейся нагрузке. Представить влияние предела текучести на работоспособность упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками ЦК или ВК позволяет разработанная программа расчетов Sm2px3Tхт [275] через зависимость – функцию уязвимости поверхности подушки:

$$D(r, \varphi, \tau) = \Delta\sigma(r, \varphi, \tau) = \sigma_{-0,2}(T(r, \varphi, y=1, \tau), N_u) - p(r, \varphi, \tau), \quad (5.1)$$

где  $\sigma_{-0,2}(T, N_u)$  – напряжение предела текучести материала рабочей поверхности подшипника в зависимости от температуры и количества циклов нагружения  $N_u$ . Распределение температур на рабочей поверхности подушек подшипника  $T(r, \varphi, y=1, \tau), N_u$  определяет напряжение  $\sigma_{-0,2}(T, N_u)$ ; напряжение  $\sigma_{-0,2}(T, N_u)$  путем вычитания распределения давлений в смазочном слое  $p(r, \varphi, \tau)$  в зависимости от координат рабочей поверхности и времени определяет разность  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$ . Уравнение (5.1) можно также записать в безразмерной форме

$$d(\bar{r}, \bar{\varphi}, \bar{\tau}) = \frac{D(r, \varphi, \tau)}{\sigma_{-0,2}(T, N_u)} = \frac{\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)}{\sigma_{-0,2}(T, N_u)} = \frac{\sigma_{-0,2}(T, N_u) - p(r, \varphi, \tau)}{\sigma_{-0,2}(T, N_u)} = 1 - \frac{p(r, \varphi, \tau)}{\sigma_{-0,2}(T, N_u)}. \quad (5.2)$$

Вычисленные с помощью программы Sm2px3Tхт гидродинамические и температурные поля уже на стадии расчета и проектирования упорного подшипника скольжения позволяют определить наиболее уязвимую область рабочей по-

верхности подушки. Таким образом, связь между распределением давления и температур в произвольной точке рабочей поверхности подушки осуществляется через достижение условного предела текучести при сжатии  $\sigma_{-0,2}$ . При работе УПС при циклически изменяющейся нагрузке должно выполняться условие:  $p(r, \varphi, \tau) < \sigma_{-0,2}(T, N_u)$ . В свою очередь при циклически изменяющейся нагрузке и, соответственно, осевом зазоре количество циклов нагружения и пределы изменения давления определяют усталостную прочность  $\sigma_R$  баббитового покрытия подушки [24, 25].

В компрессорной технике с учетом удельных нагрузок до  $p_{y\partial} \leq 5,0$  МПа, окружных скоростей до  $U \leq 170$  м/с и тепловых эффектов (см. рисунок 1.27, Том 1) в качестве антифрикционного покрытия применяется, как правило, баббит – сплав на основе олова с добавлением меди, свинца, сурьмы и других легирующих компонентов [18, 82, 296]. Как было отмечено, механическая прочность баббита снижается при повышенной температуре. Например, баббит марки Б-83 имеет предел текучести при сжатии  $\sigma_{-0,2} = 107$  МПа при 20 °С, который снижается при 100 °С примерно на 60 % до 64 МПа. Другая распространенная марка баббита Tegostar 738 выдерживает чуть меньшие нагрузки (рисунок 5.52). Прочие зарубежные марки баббита 2-ого сорта, например, ASTM B-23 или L13890, имеют предел текучести  $\sigma_{-0,2} = 42$  МПа при 20 °С, который снижается примерно до половины этого значения при 100 °С [22]. Следовательно, слабым местом на подушке является зона рабочей поверхности, где достигается экстремум минимума функции уязвимости  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  из сочетания областей минимального предела текучести и максимального давления. Достижение предела текучести баббита – вероятный вид отказа высокоскоростных подшипников ЦК и ВК. Чтобы оценить потенциальный риск отказа, нужно построить график предела текучести баббита  $\sigma_{-0,2}(T, N_u)$  на поверхности подушки на основе распределения температур. Наложив распределение давления, можно легко определить место с наименьшим запасом надежности  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  относительно локальной текучести. Уравнения, которыми аппроксимирована зависимость предела текучести при сжатии от тем-

пературы в программе расчетов Sm2px3Tхт (рисунок 5.52), имеют следующий вид (размерность  $\sigma_{-0,2}$  дана в МПа, температура сплава  $T_n$  при  $y_n=0$  – в град. °C):

1) баббит марки Б-83 по ГОСТ 1320-74, на основе справочника [297, С. 255]

$$\sigma_{-0,2}=0,5381 \cdot T_n + 117,98027 \text{ при } 20 \text{ °C} \leq T_n \leq 219 \text{ °C}; \quad (5.3)$$

2) марка баббита Tegostar 738<sup>1</sup>

$$\sigma_{-0,2}=0,5 \cdot T_n + 100 \text{ при } 20 \text{ °C} \leq T_n \leq 100 \text{ °C и}$$

$$\sigma_{-0,2}=0,37037 \cdot T_n + 87,03695 \text{ при } 100 \text{ °C} \leq T_n \leq 235 \text{ °C}. \quad (5.4)$$

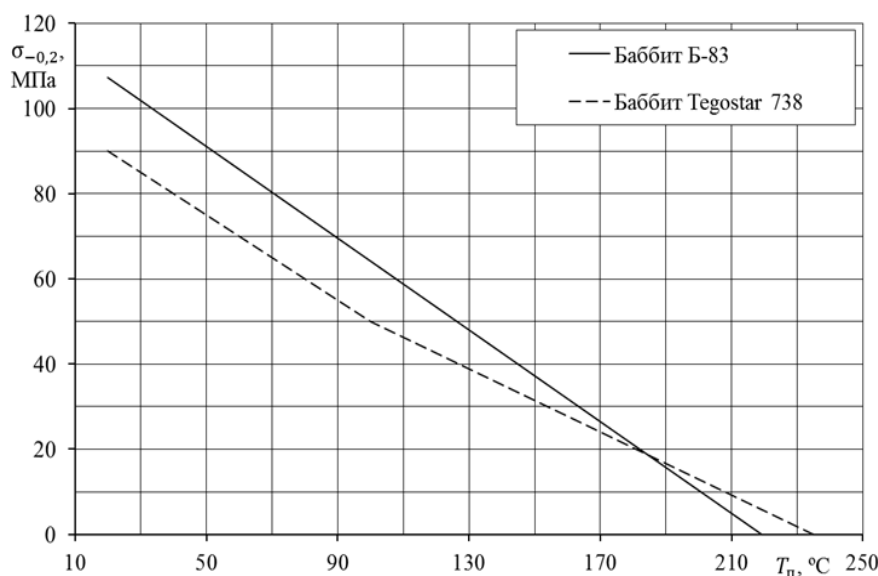


Рисунок 5.52 – Предел текучести при сжатии  $\sigma_{-0,2}$  двух марок баббита в зависимости от температуры сплава

Необходимо найти минимум функции  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  в области  $(r, \varphi, \tau)$  при фиксированном значении времени « $\tau$ ». Для этого строятся изолинии  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$ , где наглядно будет видно минимальное значение функции  $\min \Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  и ее координаты. В окрестности точки минимума внешнее воздействие давления смазки на баббитовый слой становится близким к текучести баббитового слоя, и возможно начало его разрушения в зависимости от количества циклов  $N_u$  внешнего воздействия. При  $N_u = N_{np}$  может произойти катастрофическое разрушение рабочей поверхности упорного ПС.

<sup>1</sup> На основе информационного буклета Bearing materials фирмы John Crane

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tхт при дальнейших численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [8, 281, 290, 294]. Рассматривается осевой зазор в интервале  $h_2=40\dots60$  мкм для изучения изменения функции  $\Delta\sigma(r,\varphi,\tau)$ . Частота вращения упорного диска принята повышенной  $n=15000$  мин<sup>-1</sup>. Марка баббита принята Б-83 по ГОСТ 1320-74. Следует отметить, что при расчете в программе Sm2px3Tхт не учитывается теплопроводность баббитового слоя толщиной  $l \approx 1\dots1,2$  мм при отводе теплоты от стенки подушки подшипника.

Как видно из уравнений (5.3), (5.4) и рисунка 5.52, чтобы предел текучести и гидродинамическое давление имели общий порядок чисел, необходимо достичь крайне высоких температур смазки:  $t_{\max} \geq 150$  °С. При этих температурах предел текучести распространенных марок баббита подушки может достичь значений  $\sigma_{-0,2}=10\dots30$  МПа. При этом гидродинамическое давление  $p$  в смазочном слое должно иметь значения, сопоставимые с пределом  $\sigma_{-0,2}$ . На распределение температур в слое смазки наибольшее влияние оказывают параметры: частота вращения упорного диска, высота зазора, а также профилирование рабочей поверхности. Для примера на рисунке 5.53 для заданной геометрии УПС представлено повышение максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  при уменьшении высоты осевого зазора двух профилей поверхности.

На рисунке 5.54 представлены распределение изотерм на рабочей поверхности подушки и соответствующие ему изолинии предела текучести при сжатии баббита Б-83 при следующих данных: профиль – винтовая поверхность,  $y_n=0$ , средний из интервала зазор  $h_2=50$  мкм,  $t_0=40$  °С, смазка ISO VG 32. Как видно, предел текучести  $\sigma_{-0,2}$  качественно повторяет картину распределения изотерм, и минимальная величина предела соответствует максимуму температуры вблизи внешней кромки подушки с координатами:  $r_\sigma=57,275$  мм,  $\varphi_\sigma=25,9^\circ$ .



Рисунок 5.53 – Повышение максимума температуры смазки  $t_{max}$  при уменьшении высоты зазора подшипника двух профилей рабочей поверхности,  $n = 15000 \text{ мин}^{-1}$ , ширина скоса  $\eta_k = 26,7 \text{ мм}$

На рисунке 5.55 представлены распределение изобар по рабочей поверхности подушки и изолинии введенного в программу Sm2px3Tхт параметра – функции уязвимости  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$ : она позволяет судить о вероятности образования зоны вытекания баббитового слоя рабочей поверхности подушек при работе упорного ПС, в том числе при циклическом перемещении диска ротора при помпаже ЦК. Как видно, при предельных температурных значениях давление смазки  $p_{max} = 0,718 \text{ МПа}$  с координатами максимума  $r_p = 45,125 \text{ мм}$ ,  $\varphi_p = 26,8^\circ$  существенно не достигает предела текучести, а функция  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  сохраняет положительные значения. Минимальное значение функции  $\Delta\sigma = 538,443 \text{ МПа}$  находится в точке с координатами:  $r_\Delta = 57,275 \text{ мм}$ ,  $\varphi_\Delta = 25,9^\circ$  вблизи внешней кромки подушки, где находится наиболее уязвимое место. В результате сохраняется большая разница в порядке чисел между величинами предела и давления:  $\sigma_{-0,2} \gg p$ , а изолинии  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  повторяют изотермы поверхности. Одной из причин этого является то, что области высоких температур и давлений расходятся на рабочей поверхности именно для искривленной в плане подушки упорного подшипника [298], которые, в частности, зависят от принятого профиля.

На рисунке 5.56 представлен аналогичный численный эксперимент при профиле подушки с параллельным МПК скосом: ширина скоса равна  $\eta_k = 20 \text{ мм}$ .

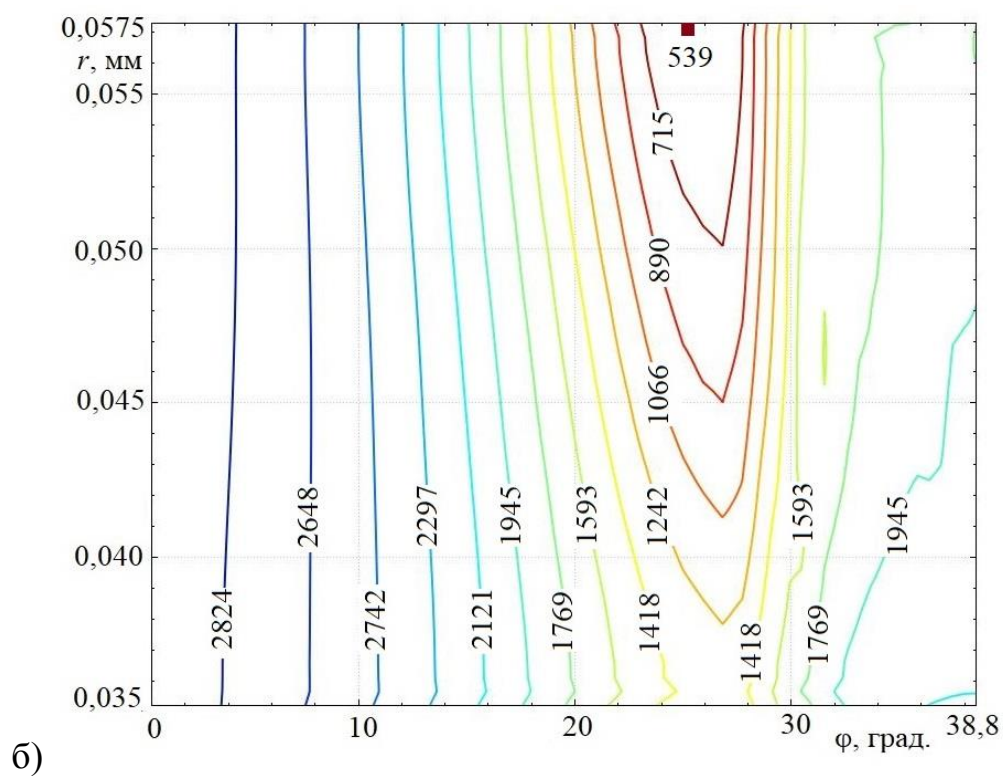
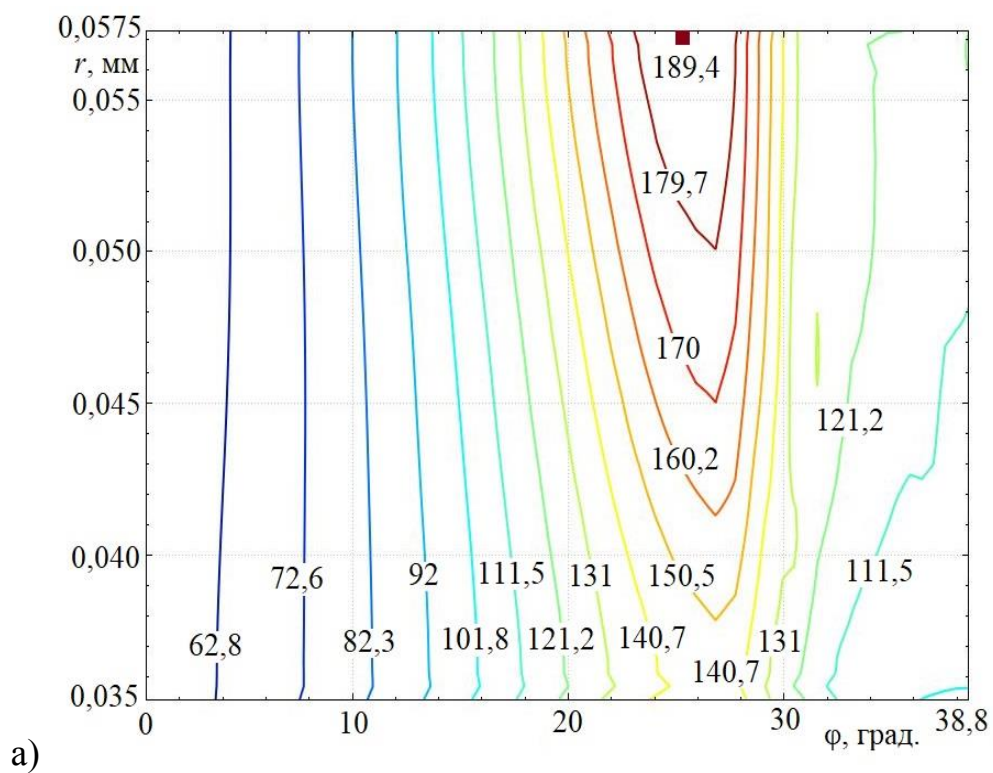


Рисунок 5.54 – Изотермы смазки в °С (а) и изолинии предела текучести  $\sigma_{-0,2}$  в МПа (б) на рабочей поверхности подушки, профиль – винтовая поверхность

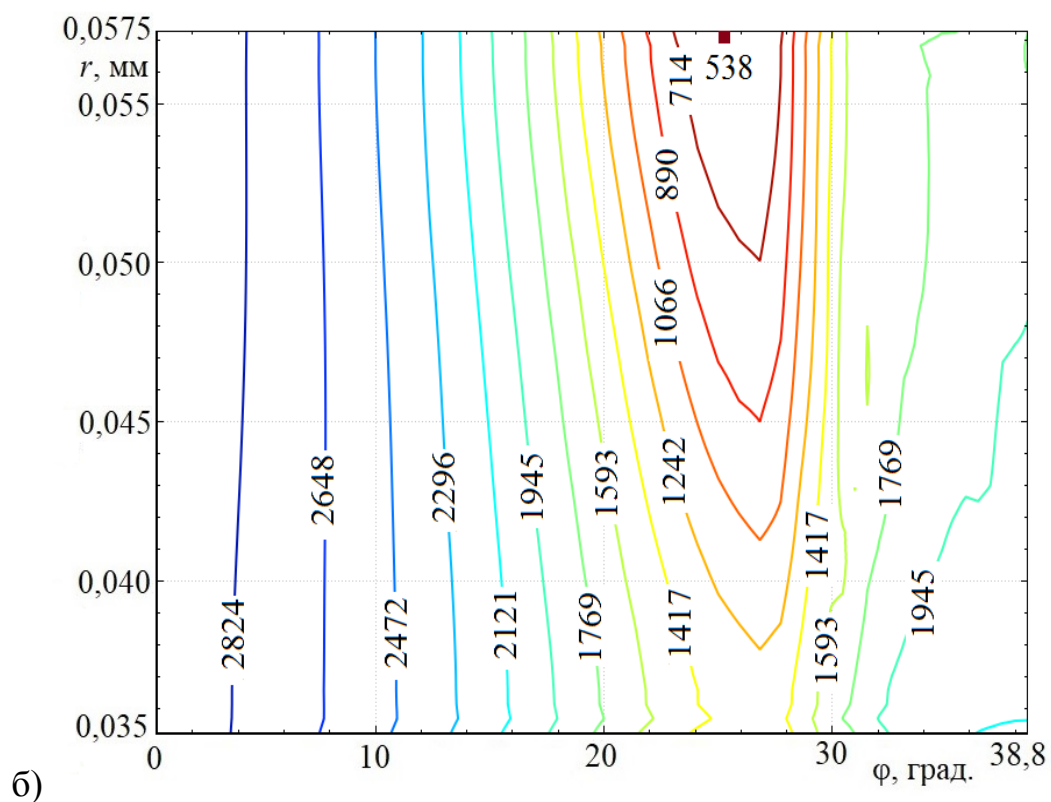
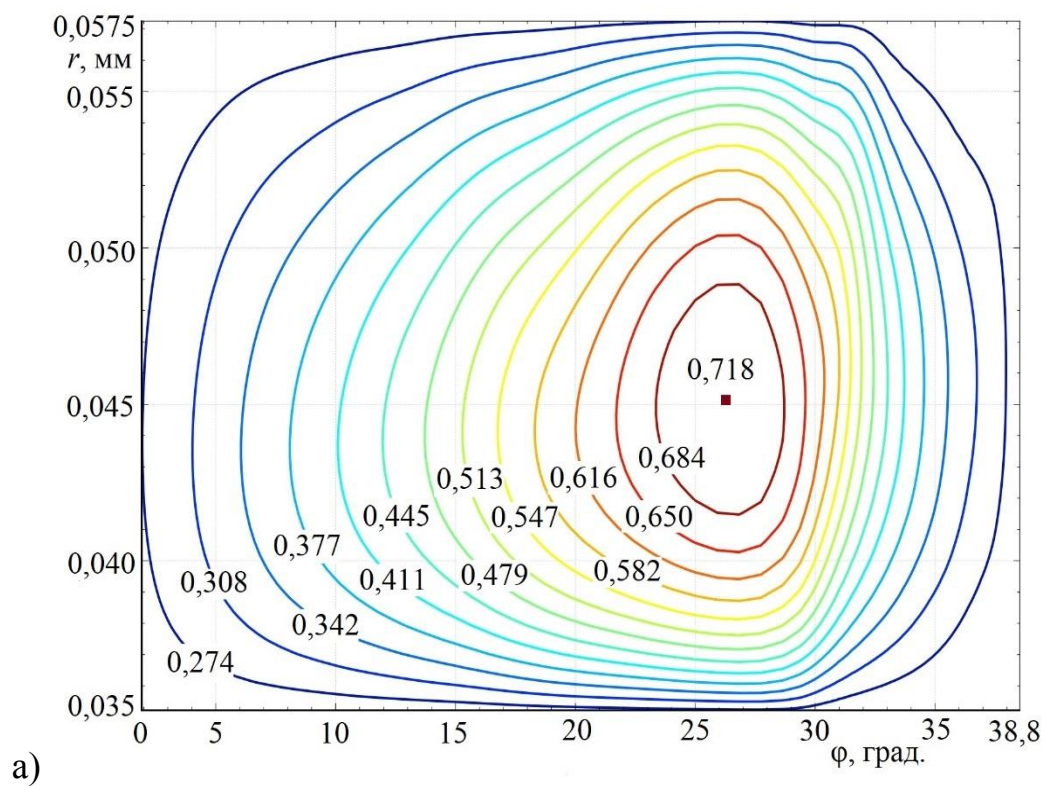


Рисунок 5.55 – Изобары давления (а) и изолинии функции  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  (б) в МПа на рабочей поверхности подушки, профиль – винтовая поверхность



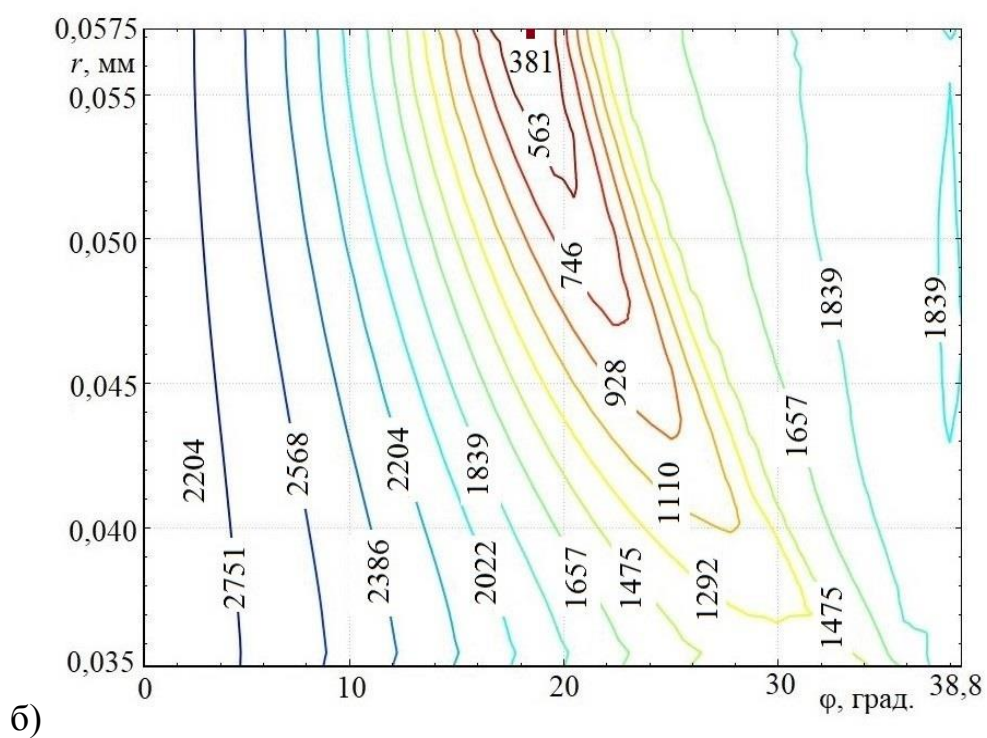
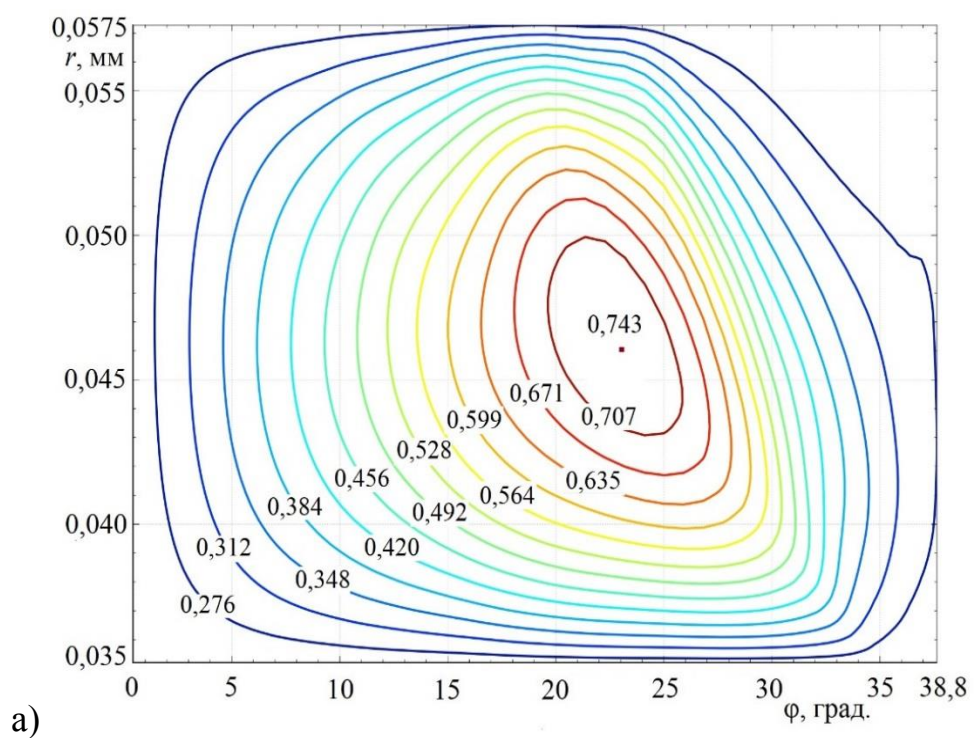


Рисунок 5.56 – Изобары давления (а) и изолинии функции  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  (б) в МПа на рабочей поверхности подушки, профиль – параллельный МПК скос



Как видно, в этом случае области максимальных давления и температуры находятся несколько ближе друг к другу, однако функция  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  продолжает оставаться положительной с минимальным значением  $\Delta\sigma = 380,925$  МПа и координатами  $r_{\Delta} = 57,275$  мм,  $\varphi_{\Delta} = 18,6^{\circ}$ . Следовательно, уязвимое место на опорной поверхности неподвижной подушки УПС возникает из-за близости расположения областей максимальных давления и температуры. Следует помнить, что при перемещении диска ротора компрессора при минимальном зазоре пик максимального давления  $p_{\max}$  выше (а значит функция  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  меньше) в сравнении со статическим режимом при той же величине зазора из-за влияния нормальной составляющей скорости упорного диска.

Следует отметить, что предел текучести на сжатие баббитового покрытия подушки подшипника скольжения также зависит от толщины его нанесения. Диаграмма на рисунке 5.57 описывает зависимость предела текучести слоя  $\sigma_{-0,2}$  баббита марки Tegostar 738 от его толщины. Предел  $\sigma_{-0,2}$  уменьшается дважды при увеличении толщины слоя от 1,5 мм до 5 мм. Следовательно, при изготовлении высоконагруженных подшипников скольжения компрессоров баббитовое покрытие подушки должно быть относительно малой толщины: оптимальное значение находится в интервале 1...2 мм. Меньшая толщина не оставляет запаса надежности на случай заклинивания подшипника. В такой ситуации растекающийся баббит играет роль смазки и позволяет безопасно остановить компрессор без повреждения поверхности упорного диска.

Высокий предел текучести увеличивает долговечность покрытия, поскольку непрерывная работа при уровнях нагрузки, близких к пределу текучести, вызывает усталостный износ материала. Усталостный износ возникает из-за разных температурных расширений материалов стальной подложки и баббита и многократного возникновения касательного напряжения в материале баббита при воздействии внешней циклической нагрузки, в результате чего возникают местные трещины и последующее выкрашивание [24, 25, 299]. Следовательно, еще один недостаток баббитового материала – невысокая усталостная прочность, особенно

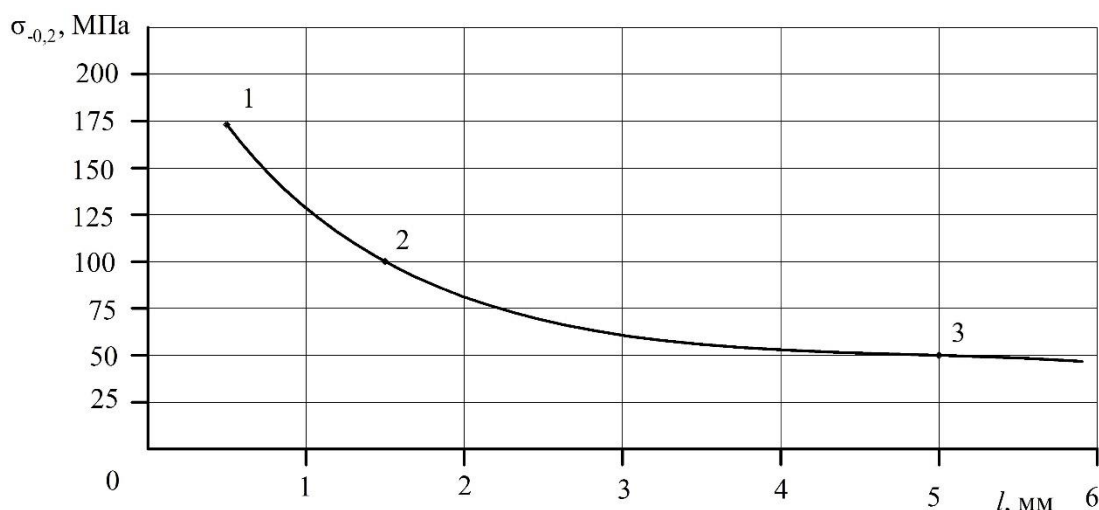


Рисунок 5.57 – Предел текучести баббитового покрытия Tegostar 738 при 100 °C в зависимости от толщины покрытия<sup>1</sup>

при толщине покрытия 0,25 мм и более [24]. Это еще одна из причин, почему стоит ограничивать толщину баббитового покрытия. Прочность также падает с повышением температуры, поэтому на практике не рекомендуется допускать температуру поверхности подушки более  $T_{p\max}=130$  °C [300]. Для изучения циклического воздействия осевой нагрузки на рабочую поверхность подушки УПС с баббитовым покрытием и изменения при этом усталостной прочности покрытия  $\sigma_R$  следует провести отдельные натурные испытания на стенде, которые в данной работе не представлены. В частности, для баббита Tegostar 738 усталостная прочность иностранными исследователями рассчитана как  $\sigma_R=\pm 35$  МПа.

Координаты локальных максимальных давления и температуры при циклическом перемещении диска при помпаже ЦК изменяются. В случае *гармонического перемещения диска* координаты максимума  $p_{\max}$  находятся внутри смазочного слоя подушки и несколько смещаются с увеличением частоты вращения диска: при статическом зазоре  $h_2=90$  мкм и частоте  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> координаты  $r=46,25$  мм (или  $\bar{r}=0$ , средний радиус) и  $\varphi=23,6^\circ$  (или  $\bar{\varphi}=\varphi/\theta=0,52$ ), а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> координаты  $r=45,8$  мм (или  $\bar{r}=-0,04$ ) и переменная угловая координата  $\varphi=24,5^\circ\dots 27,3^\circ$  (или  $\bar{\varphi}=\varphi/\theta=0,54\dots 0,6$ ), поскольку возникает некоторое разрежение при  $p < p|_r$  около внутренней кромки подушки при  $r = R_1$ , сме-

<sup>1</sup> Из каталога VDI ELEKTRO-THERMIT GMBH, ELEKTRO-THERMIT GMBH

щающее пик давления (см. рисунок 5.12). Отношение давлений при перемещении диска в точке максимума давления при уменьшении статического зазора и увеличении частоты вращения существенно возрастает: при частоте  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ , зазоре  $h_2=90 \text{ мкм}$  и амплитуде  $A=45 \text{ мкм}$  составляет около  $1,24349/0,283716=4,38$ , а при частоте  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$  –  $1,5884/0,269147=5,9$ ; при частоте  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ , зазоре  $h_2=50 \text{ мкм}$  и амплитуде  $A=25 \text{ мкм}$  составляет около  $3,62327/0,422674=8,57$ , а при частоте  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$  –  $3,97077/0,37838=10,49$ .

В случае *перемещения диска при жестком помпаже ЦК* координаты максимума давления  $p_{\max}$  также находятся внутри смазочного слоя подушки и несколько изменяются с увеличением  $n$ : при зазоре  $h_2=90 \text{ мкм}$  и  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$  координаты  $r=46,25 \text{ мм}$  (или  $\bar{r}=0$ , средний радиус) и  $\varphi=23,6^\circ$  (или  $\bar{\varphi}=\varphi/\theta=0,52$ ), а при  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$  переменные координаты  $r=45,8\dots46,25 \text{ мм}$  (или  $\bar{r}=-0,04\dots0$ ) и  $\varphi=22,7^\circ\dots24,6^\circ$  (или  $\bar{\varphi}=\varphi/\theta=0,5\dots0,55$ ) из-за разрежения (см. рисунок 5.27). Отношение давлений при помпаже в точке максимума давления при частоте  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ , зазоре  $h_2=90 \text{ мкм}$  и амплитуде  $A=45 \text{ мкм}$  составляет около  $1,51295/0,303721=4,98$ , а при  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$  –  $2,4708/0,329446=7,5$ ; при частоте  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ , зазоре  $h_2=50 \text{ мкм}$  и амплитуде  $A=25 \text{ мкм}$  составляет около  $3,85926/0,457938=8,4$ , а при  $n=10000 \text{ мин}^{-1}$  –  $5,55635/0,510327=10,9$ , что примерно соответствует гармоническому перемещению.

Таким образом, при условии отсутствия перекосов и погрешностей установки область рабочей поверхности неподвижной подушки УПС вблизи задней кромки на среднем радиусе при  $\bar{r} \approx 0$  и  $\bar{\varphi} = 0,50\dots0,60$ , где находится область локального максимума давления  $p_{\max}$ , испытывает при циклическом перемещении упорного диска наибольшие перепады гидродинамического давления. С учетом условия повышенного выделения теплоты из-за вязкого трения между слоями смазки, это может привести либо к вытеканию антифрикционного баббитового покрытия при достижении предела текучести, либо при частых и/или длительных помпажных режимах к усталостному разрушению покрытия. Чтобы избежать подобного сценария, с одной стороны, необходимо знать пределы эксплуатации

упорного подшипника скольжения ЦК или ВК, например, рассчитать функции  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  и  $\sigma_R$ ; с другой – при проектировании упорного подшипника необходимо знать точные значения конкретных рабочих параметров. Только при выполнении этих двух условий можно найти баланс между безопасной и эффективной эксплуатацией, который позволяет найти программа расчетов Sm2px3Tхт [275].

### 5.5 Выводы

На основе анализа результатов численных экспериментов, направленных на анализ термоупругогидродинамических характеристик упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при циклическом перемещении и изменении частоты вращения упорного диска на нестационарных режимах работы компрессорных машин и выполненных с помощью разработанной программы «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» [275], можно сделать следующие выводы:

- вращающийся срыв или «мягкий помпаж» связан с гармоническими изменениями давления нагнетания и осевой нагрузки в системе вблизи точки максимального напора и минимального расхода на характеристике центробежного компрессора с постоянной частотой; глубокий «жесткий помпаж» связан с резкими изменениями давления нагнетания пилообразной формы больших объемов газа и, следовательно, осевой нагрузки при дальнейшем понижении расхода;

- в настоящей работе рассматривается постановка прямой динамической задачи, которая позволяет изучить динамическое нагружение УПС с неподвижными подушками путем произвольного моделирования формы перемещения упорного диска ротора при помпаже компрессора под действием переменной возмущающей силы;

- при гармоническом перемещении диска в режиме мягкого помпажа происходит циклическое изменение несущей способности  $P$ : при уменьшении зазора  $h_2$  несущая способность увеличивается, при увеличении – уменьшается. Рабочий режим устанавливается на 2-ом периоде. Наблюдается существенное запаз-

дывание изменения несущей способности во времени при максимальном зазоре, и также образуется остроконечный пик максимума  $P$  при минимальном зазоре;

- в рассматриваемом интервале изменения частоты мягкого помпажа при  $\nu=1\ldots 10$  Гц (или  $\Omega=6,28\ldots 62,83$  рад/с) характеристики УПС остаются неизменными. Возрастание циклической частоты  $\Omega$  при увеличенных частотах вращения диска  $n \geq 10000$  мин<sup>-1</sup> и зазорах  $h_2 \geq 90$  мкм и, следовательно, низком гидродинамическом давлении приводит для конкретной геометрии УПС к некоторому разрежению на рабочей поверхности подушки вблизи внутреннего радиуса при  $r = R_1$  и  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$ ;

- при динамической нагрузке упорный ПС с затопленным корпусом более предпочтителен, чем с индивидуальным подводом смазки к подушкам. При разрежении при индивидуальном подводе возможно подсасывание воздуха извне, чем при затопленном корпусе, где происходит подсос именно смазки извне и компенсация пониженного давления;

- увеличение амплитуды гармонического перемещения в режиме мягкого помпажа в два раза при неизменном статическом зазоре  $h_2=90$  мкм с  $A=22,5$  мкм до 45 мкм приводит к нелинейному повышению пика максимальной несущей способности  $P$ ; увеличение частоты вращения в два раза с  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> до 10000 мин<sup>-1</sup> приводит к возрастанию  $P$  при амплитуде  $A=22,5$  мкм на 6,8 %, а при амплитуде  $A=45$  мкм – на 17,5 %. При этом минимум величины  $P$  колеблется несущественно;

- уменьшение величины статического зазора с  $h_2=90$  мкм до 50 мкм приводит к значительно бóльшим скачкам изменения  $P$ : при перемещении диска до половины зазора  $A=h_2/2$  и частоте вращения  $n=5000$  мин<sup>-1</sup> на 110,9 %, а при частоте  $n=10000$  мин<sup>-1</sup> на 91,8 %. Следовательно, с увеличением частоты вращения влияние величины статического зазора  $h_2$  на колебания несущей способности упорного подшипника уменьшается;

- на несущую способность упорного подшипника существенное влияние оказывает характер изменения скорости перемещения диска при динамическом

нагружении: чем более ломаную кривую имеет скорость  $V_h$ , тем бóльшие пики изменения имеет величина  $P$ , независимо от частоты вращения диска  $n$ . При гармоническом нагружении в режиме мягкого помпажа происходит плавное изменение несущей способности УПС без резких скачков; при развитом жестком помпаже резкий характер изменения  $V_h$  приводит к бóльшим скачкам несущей способности;

- динамические коэффициенты смазочного слоя УПС при перемещении диска принимают отрицательные значения. Жесткость  $K_{yy}$  принимает достаточно высокие значения для сохранения гарантированного рабочего зазора при заметном возрастании осевой нагрузки. Благодаря демпфированию  $B_{yy}$  возникает некоторый фазовый сдвиг пиковых значений несущей способности  $P$  и при минимуме и максимуме зазора  $h_2$ . Увеличение частоты вращения  $n$ , циклической частоты  $\Omega$ , амплитуды  $A$  перемещения и уменьшение зазора  $h_2$  приводит к возрастанию динамических коэффициентов по абсолютной величине из-за роста величины несущей способности;

- локальное максимальное гидродинамическое давление  $p_{\max}$  качественно соответствует изменению несущей способности  $P$  при перемещении диска по тем же физическим причинам и также не зависит от циклической частоты  $\Omega$ ;

- температурный режим работы УПС при перемещении диска при первых периодах из-за скоротечности процесса и инерционности распространения теплоты практически не изменяется. Локальный максимум температуры смазки  $t_{\max}$  при перемещении диска остается вблизи рабочей поверхности и выходной кромки неподвижной подушки и смещен к внешнему радиусу при  $r = R_2$ . Повышение количества периодов перемещения до 12 приводит к заметному равномерному падению максимума температуры  $t_{\max}$  из-за влияния притока свежей смазки с температурой  $t_0$  из МПК, постепенного отвода теплоты и охлаждения за счет смешивания. Это же относится к максимальным температурам подушки  $T_{p\max}$  и диска  $T_{d\max}$ ;

- гидродинамические потери мощности на трение УПС изменяются в противофазе относительно кривой зазора при перемещении диска. Амплитуда изменения потерь  $N$  имеет более высокий вытянутый пик при минимальном зазоре  $h_2$ , чем при максимальном. Это объясняется нелинейным характером изменения потерь мощности относительно высоты зазора и вязким сдвигом в процессе выдавливания и наполнения смазкой зазора;

- при динамическом нагружении увеличение амплитуды перемещения  $A$ , частоты вращения  $n$  и уменьшения высоты зазора  $h_2$  приводит к возрастанию потерь мощности на трение  $N$ , из которых существенно определяющим фактором является возрастание окружной скорости диска. При этом потери  $N$  также не зависят от циклической частоты  $\Omega$ ;

- при жестком помпаже центробежного или осевого компрессора при постановке прямой динамической задачи динамическая составляющая перемещения диска  $y_d$  может быть аппроксимирована пилообразной формой и описана кусочно-ломанными кривыми;

- увеличение частоты вращения  $n$  при жестком помпаже приводит к значительно большему возрастанию несущей способности  $P$  в сравнении с гармоническим изменением. Уменьшение величины статического зазора с  $h_2 = 90$  мкм до 50 мкм приводит к значительно бóльшим скачкам изменения  $P$ : при частоте вращения  $n = 5000$  мин<sup>-1</sup> на 100,7 %, а при частоте  $n = 10000$  мин<sup>-1</sup> на 86,7 %, что примерно соответствует гармоническому изменению. Следовательно, увеличение частоты вращения  $n$  при помпаже оказывает бóльшее влияние на пиковые значения несущей способности упорного подшипника, но с увеличением частоты  $n$  влияние статического зазора  $h_2$  на колебания несущей способности УПС уменьшается;

- более высокие значения и резкие колебания нормальной слагаемой скорости перемещения диска  $V_h = \partial h / \partial \tau$  в правой части уравнения Рейнольдса при жестком помпаже в сравнении с гармоническим перемещением приводят в текущий момент времени к более высоким гидравлическому сопротивлению и скоро-

стям потока смазки в зазоре при резком осевом перемещении диска, а, следовательно, к возрастанию гидродинамического давления  $p$  и интегральной характеристики  $P$ ;

- в сравнении с гармоническим перемещением при жестком помпаже динамические коэффициенты УПС изменяются с большим размахом из-за возросшей величины изменения несущей способности  $P$ . Однако скачки коэффициентов  $K_{yy}$  и  $B_{yy}$  при экстремумах обладают значительно меньшей величиной;

- при повышении количества периодов перемещения диска до 12 при жестком помпаже происходит также заметное уменьшение температуры смазки  $t_{\max}$ : после 9-ого периода при  $\tau \geq 1,8$  с. тепловой режим работы УПС устанавливается, и кривая температуры  $t_{\max}$  выравнивается. По сравнению с гармоническим перемещением диска при жестком помпаже при равных величинах  $\Omega$  и  $A$  температурный режим работы УПС понижается быстрее и на большую величину, вероятно, из-за возможности большего поступления свежей смазки при большей скорости перемещения диска;

- потери мощности на трение  $N$  смазочного и пограничного слоев УПС при жестком помпаже ЦК выше в сравнении с гармоническим перемещением диска. При увеличении частоты вращения  $n$  разница по мощности между двумя формами перемещения диска увеличивается; уменьшение зазора  $h_2$  эту разницу несколько сокращает из-за уменьшения общих гидродинамических потерь мощности УПС;

- динамические режимы работы упорного подшипника скольжения при нестационарной работе ЦК и ВК могут возникнуть также на переходных режимах работы компрессора: это режимы пуска и остановки, а также переход с одной частоты вращения на другую;

- при пуске компрессора на начальном этапе при  $\tau = 0 \dots 4$  с. для всех кривых несущей способности  $P$  при зазорах  $h_2 = 25$  мкм и 50 мкм происходит резкое возрастание (скачок) несущей способности: чем больше скорость роста угловой скорости  $\omega$ , тем выше скачок. Это, скорее всего, связано с низкими тепловыделения-



ми и повышенной вязкостью по всему объему смазочного слоя при температуре  $t \approx t_0$  при первых секундах пуска. В зависимости от интенсивности роста тепловых процессов после скачка далее кривая  $P$  может практически сразу установиться, либо немного возрасти с последующим монотонным понижением и установлением при достижении частоты  $n$  заданного значения;

- по мере увеличения частоты вращения  $n$  и расхода кинетической энергии вращения диска на преодоление потерь на трение общий температурный уровень смазки непрерывно повышается: чем меньше величина зазора  $h_2$  и больше величина угловой скорости диска  $\omega$ , тем более крутой становится кривая увеличения температуры  $t_{\max}$ . Все кривые температуры  $t_{\max}$  при разных зазорах продолжают расти, и процесс теплового установления завершится после окончания разгона ротора компрессора;

- из-за участия упорного диска в перераспределении теплоты между разными по степени нагретости участками смазочного и пограничного слоев УПС происходит линейное возрастание максимальной температуры диска  $T_{d\max}$  при разных зазорах и разгонах ротора компрессора, причем до значений, значительно меньших максимальной температуры  $t_{\max}$ ;

- гидродинамические потери мощности  $N$  при пуске также совершают скачок, в том числе за счет увеличения скоростей  $V_r$  и  $V_\phi$  по высоте зазора и низких тепловыделений в слое: чем меньше зазор  $h_2$  и выше скорость роста угловой скорости  $\omega$  диска (выше угловое ускорение  $\varepsilon$ ), тем скачок становится более явным;

- переход с одной частоты вращения ротора ЦК или ВК на другую отличается от режимов пуска и останова только величинами угловой скорости  $\omega$  окончания разгона ротора и остановки, и далее выходом компрессора на установившийся режим;

- при остановке компрессора плавное снижение угловой скорости  $\omega$  по экспоненте без подвода энергии от вращающегося диска приводит к равномерному падению несущей способности  $P$ : кривые сходятся в единую точку, соответствующую условному состоянию покоя ротора (при расчетах принято  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ );

- тепловые процессы в подшипнике при снижении  $n$  и остановке компрессора постепенно теряют свою интенсивность, но не заканчиваются окончательно с выбегом ротора. Максимальная температура  $t_{\max}$  при снижении  $n$  при уменьшенном зазоре  $h_2=25$  мкм и  $\tau \approx 40$  с. имеет некоторый перегиб, после которого уменьшение максимума происходит более медленно. Интервал и общая интенсивность снижения максимальной температуры диска  $T_{d\max}$  происходит более замедленно за счет аккумуляирования и отдачи теплоты при прохождении разных участков смазки подшипника при выбеге ротора;

- при выбеге ротора и одновременном помпаже ЦК в начальный момент времени значения пиков и осредненной величины несущей способности совпадают с периодическим изменением величины  $P$  при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа. При дальнейшем плавном понижении угловой скорости  $\omega$  пиковые и осредненные значения  $P$  начинают снижаться также по экспоненте: особенно это сказывается на максимальном значении  $P$  при минимальном пике высоты зазора;

- при практически остановившемся роторе ЦК и продолжающемся гармоническом осевом перемещении диска происходит возникновение циклического разрежения на рабочей поверхности подушки при  $p < p|_r = 0,24$  МПа, максимум которого нелинейно увеличивается по мере остановки ротора компрессора и стремления несущей способности подшипника  $P \rightarrow 0$ ;

- исследован предел текучести при сжатии  $\sigma_{-0,2}$  баббитового покрытия неподвижной подушки УПС, который зависит от распределения изотерм на рабочей поверхности подушки: чем выше  $t$ , тем ниже  $\sigma_{-0,2}$ . Связь между рассчитанными давлением  $p$  и температурой  $t$  произвольной точки рабочей поверхности осуществляется через величину предела текучести  $\sigma_{-0,2}$ ;

- дополнительно введен третий ограничивающий работу УПС параметр: функция уязвимости  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau) = \sigma_{-0,2}(T, N_u) - p(r, \varphi, \tau)$ , которую можно рассматривать как запас надежности работы подшипника от воздействия осевой

нагрузки и давления и формирующихся тепловых условий работы, в том числе на нестационарных и установившихся режимах работы компрессора при циклически изменяющейся нагрузке. При работе УПС в процессе циклического перемещения диска должно сохраняться условие:  $p(r, \varphi, \tau) < \sigma_{-0,2}(T, N_u)$ ;

- вычисленные с помощью программы Sm2px3Tхt гидродинамические и температурные поля уже на стадии расчета и проектирования упорного подшипника скольжения позволяют определить наиболее уязвимую область рабочей поверхности подушки. Слабое место на подушке возникает из сочетания областей максимального давления и температуры: близость расположения этих областей на опорной поверхности подушки приводит к минимальному значению функции  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  и, соответственно, запаса надежности работы подушек упорного подшипника и самого компрессора. Это в целом повышает возможность надежного прогнозирования отказов компрессорных машин;

- определено, что предел текучести и гидродинамическое давление двух марок баббита могут иметь общий порядок чисел только при достижении крайне высоких температур смазки:  $t_{\max} \geq 150^\circ\text{C}$ . При этих температурах предел текучести распространенных марок баббита подушки может достичь пониженных значений  $\sigma_{-0,2} = 10 \dots 30$  МПа. При этом естественно давление  $p$  в смазочном слое должно иметь значения, сопоставимые с пределом  $\sigma_{-0,2}$ ;

- для исследуемого УПС с неподвижными подушками минимальное значение функции  $\min \Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  находится в точке вблизи внешней кромки подушки при  $\bar{r} \approx 1$  и по угловой протяженности при  $\bar{\varphi} = \varphi / \theta = 0,41 \dots 0,58$  в зависимости от профилирования поверхности. Эта область является наиболее уязвимым местом подушки. Однако, при разных зазорах сохраняется большая разница в порядке чисел между величинами предела и давления:  $\sigma_{-0,2} \gg p$ , а изолинии предела повторяют изотермы рабочей поверхности подушки;

- недостаток баббитового материала – невысокая усталостная прочность при циклическом воздействии высокого гидродинамического давления, особенно при толщине покрытия 0,25 мм и более. При условии отсутствия перекосов и погреш-

ностей установки область рабочей поверхности неподвижной подушки УПС вблизи задней кромки на среднем радиусе при  $\bar{r} \approx 0$  и  $\bar{\varphi} = 0,50 \dots 0,60$ , где находится область локального максимума давления  $p_{\max}$ , испытывает при циклическом перемещении диска наибольшие перепады давления. Эти перепады могут достигать  $p_{\max} / p_{\min} = 11$  для исследуемого УПС при разных формах перемещения по мере увеличения частоты вращения диска и уменьшения высоты зазора;

- на основе проведенных численных экспериментов, можно сделать вывод, что разработанная программа Sm2px3Tht на стадии расчета и проектирования упорного ПС с неподвижными подушками позволяет исследовать динамические режимы его работы, которые могут привести к предельным (аварийным) условиям эксплуатации при нестационарных режимах работы ЦК и ВК – вращающемся срыве или помпаже ЦК и переходных режимах работы компрессора. Это может привести к малому осевому зазору и/или повышенным температурным условиям. Изменение геометрических или режимных параметров в исходных данных позволяет заранее на стадии расчета избежать сценариев отказа подшипника и сохранить его работоспособность. Для этого также дополнительно введена функция уязвимости  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$ , позволяющая учитывать запас надежности нанесенного баббитового покрытия подушек упорного подшипника и в целом компрессорной машины.

## ГЛАВА 6 АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Проведенные ранее анализы ПТУГД течения смазки [168, 169] с помощью программы Sm2px2T при получении распределения температуры на среднем радиусе подушки показали, что на характеристики упорного подшипника весомое влияние оказывают параметр зависимости вязкости смазки от температуры  $\chi$ , тепловое состояние и толщина  $\Psi_d$  упорного диска, относительные угловая протяженность  $\bar{\theta}_k$  и ширина  $\bar{\eta}_k$  клинового скоса для разных профилей подушки, относительная длина  $\lambda$  и клиновидность  $\varepsilon_0$  подушки, протяженность МПК, определяемая величиной угловой относительной протяженности подушки  $\bar{\theta}_n$ . Разработанная программа Sm2px3Tht при решении трехмерной тепловой задачи позволяет проводить исследования влияние различных характеристик, граничных условий для определяющих уравнений и разного профилирования рабочей поверхности подушки на локальные и интегральные характеристики подшипника в случае установившихся режимов работы компрессора. При этом перекосы общей поверхности подушек и пяты не рассматриваются. Далее в главе приведены численные исследования термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК с помощью программы расчетов Sm2px3Tht на установившихся режимах работы компрессорных машин при постоянной внешней осевой нагрузке и неизменной высоте зазора.

Основные результаты главы опубликованы в работах [301, 303, 305, 310].

### 6.1 Анализ влияния параметров численных методов

С целью подбора параметров метода были проведены предварительные расчеты. Расчеты выполнены при следующих исходных данных: профиль подушки – винтовая поверхность,  $\sigma=0,25$ ;  $\lambda=2$ ;  $\bar{\theta}_k=0,75$ ;  $\bar{\theta}_n=0,5$ ;  $\varepsilon_0=1$ ;  $\psi=0,0021$ ;  $\Psi_d=1$ ;  $b_d=390$ ;  $\Psi_n=0,2$ ;  $b_n=390$ ;  $\varepsilon_1=0,75$ ;  $\varepsilon_2=1,333$ ;  $\bar{p}_{R1}=\bar{p}_{R2}=0$ ;  $\bar{\beta}=0,0881$ ;  $\chi=0,125$ ;  $\alpha_n^*=0,000233434$ ;  $\alpha_m^*=0,015746$ ;  $\bar{t}_0=\bar{T}_a=\bar{T}_{a1}=\bar{T}_{a2}=\bar{T}_{a3}=\bar{T}_{a4}=0$ ;  $Re=20$ ;  $Re=9635$ ;  $Re_n=5356$ ;  $Re_d=26781$ ;  $Nu_{nR1}=Nu_{nR2}=Nu_{n\varphi 0}=Nu_{n\theta n}=Nu_{nHn}=0,15$ ;  $Nu_{dR1}=Nu_{dR2}=Nu_{dy0}=0,25$ .

Результаты расчетов по выбору параметров сетки представлены на рисунках 6.1-6.6. При увеличении количества узлов сетки  $Nr$  по координате  $r$  количество узлов сетки по  $\varphi$  также пропорционально увеличено на 20 единиц для сохранения равного соотношения количества узлов по радиальной и угловой координатам и приближения ячейки над поверхностью подушки к квадратному виду для согласования массовых потоков смазки  $M_i$ . Остальные параметры сетки остаются постоянными. Коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  вначале незначительно увеличивается и далее при значениях  $Nr > 21$  практически не изменяется (рисунок 6.1а). Изменение  $Nr$  оказывает влияние только при малом количестве узлов на максимальные температуры  $\bar{t}_m$ ,  $\bar{T}_{np}$  (рисунок 6.2). Условие *баланса расходов* смазки в объеме смазочного слоя подушки области  $\bar{L}_1$  заложено в численное решение задачи, и погрешность при расчетах составляет пренебрежимо малую величину: массовый дисбаланс  $dM$  – не более  $2,42E-05$  %, объемный дисбаланс  $dQ$  – не более 0,1 %. Также отдельно проводится проверка *теплового баланса*  $dq$  на всей области  $\bar{L}_2$  с учетом согласования правой и левой частей уравнения энергии (3.37), Том 1. Как видно из рисунков 6.4, 6.6, теплообмен в слое смазки за счет кондуктивного и конвективного теплопереносов не совпадает с диссипацией энергии при сдвиге слоев смазки. По-видимому, возникновение теплового дисбаланса  $dq$  связано с неконтролируемым скачком скорости  $\bar{V}_\varphi$  вблизи границы между смазочным и пограничным слоями при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$  и отбрасывании составляющей течения Пуазейля при  $\delta_1=0$  в уравнении (3.18), Том 1, по направлению вращения диска (рисунок 6.5). С изменением  $Nr$  тепловой дисбаланс в смазочном слое подушки и пограничном слое МПК сохраняется постоянным, при этом величины теплопереноса и диссипации устанавливаются с увеличением количества узлов  $Nr$  (рисунок 6.4). Тепловые дисбалансы  $dq$  отдельно в смазочном слое (в котором  $\bar{q}_{тепл.} - \bar{q}_{диссип.} = const$ ) и пограничном слое (в котором  $\bar{q}_{тепл.} - \bar{q}_{диссип.} = const$ ) подшипника имеют одинаковые значения, что в итоге при рассмотрении всей области  $\bar{L}_2$  приводит фактически к исчезновению дисбаланса и постоянному значению теплообмена (рисунок 6.6). Это свидетельствует о сходимости тепловых процессов на всем элементе периодичности от  $\varphi=0$  до  $\varphi=\theta$  упорного подшипника.

С учетом установления тепловых процессов принято количество узлов сетки  $Nr=51$ .

Увеличение количества узлов сетки  $N\varphi$  не оказывает существенного влияния на рассматриваемые характеристики, что свидетельствует о сходимости примененных численных методов на последовательности сгущающихся сеток. Тепловые дисбалансы при изменении  $N\varphi$  аналогичны изменению количества узлов сетки  $Nr$  (рисунки 6.4, 6.6). С учетом более подробного описания тепловых процессов в пограничном слое принято  $N\varphi=71$ . При этом количество узлов сетки по  $\varphi$  для подушки и скоса выбиралось отдельно и пропорционально безразмерным протяженностям  $\bar{\theta}_k, \bar{\theta}_n$ , т. е. при данных расчетах  $N_{оп}=35, N_{ок}=26$ .

Количество узлов сетки в твердых телах подушки и диска областей  $\bar{L}_3$  и  $\bar{L}_4$  не оказывает заметного влияния на изменение основных характеристик (рисунки 6.1-6.6). Исходя из экспериментов [168, 169] известно, что профиль температуры в твердых элементах подшипника изменяется достаточно плавно как по толщине, так и по направлению скольжения. Следовательно, количество узлов сетки можно принять минимальным  $N_{уп}=9, N_{уд}=9$ .

Некоторые трудности возникают с выбором количества узлов сетки  $Ny$  в смазочном и пограничном слоях. С увеличением  $Ny$  коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  и максимальные температуры  $\bar{t}_m, \bar{T}_{np}$  (с некоторым скачком при малых значениях) устанавливаются с последующим небольшим снижением температуры  $\bar{t}_m$  (рисунки 6.1а, 6.2). При этом коэффициент потерь мощности на трение  $\bar{N}$  вначале монотонно снижается, а при  $Ny>41$  стремится к постоянному значению (рисунок 6.1б). Максимальная температура диска  $\bar{T}_{ор}$  вначале несколько снижается, а далее монотонно возрастает, несколько устанавливаясь с незначительным ростом после  $Ny>51$  (рисунок 6.3). Следовательно, температура  $\bar{T}_{ор}$  определяется с бóльшей погрешностью. Необходимо учитывать, что при увеличении  $Ny$  уточняется не только величина максимальной температуры  $\bar{t}_m$ , но и координаты ее расположения. Измельчение сетки по координате  $\bar{y}$  приводит к уточнению производной температуры в уравнении энергии (3.37), Том 1, и тепловых потоков на границах между смазочным и пограничным слоями и поверхностями подушки и диска при декомпозиции. При этом также уточняются скорости и

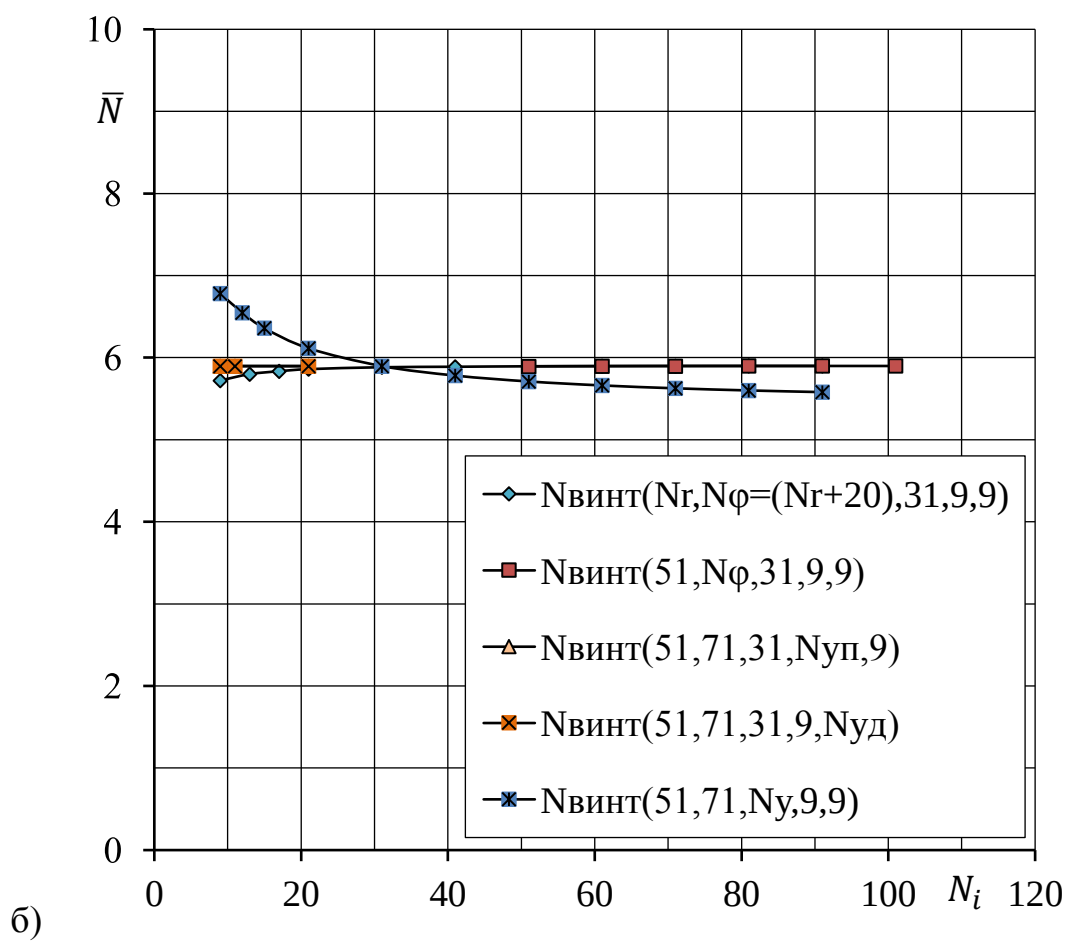
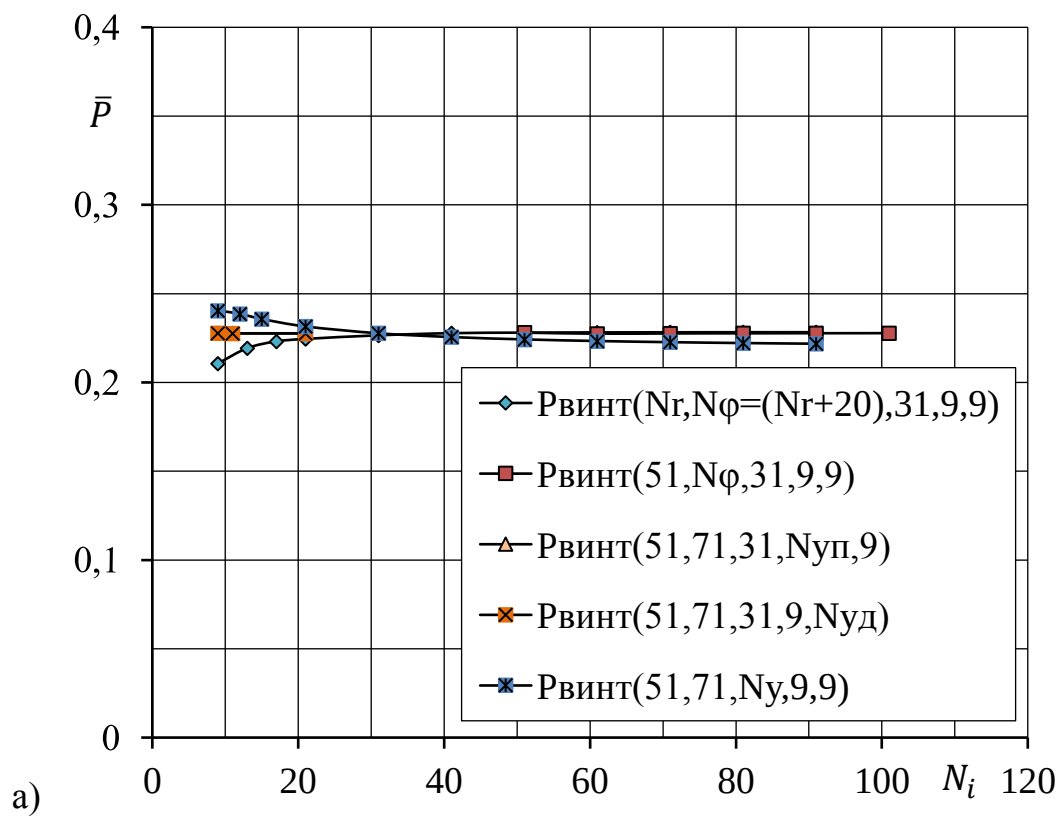


Рисунок 6.1 – Зависимость коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  (а) и коэффициента потерь мощности на трение  $\bar{N}$  (б) от параметров сетки



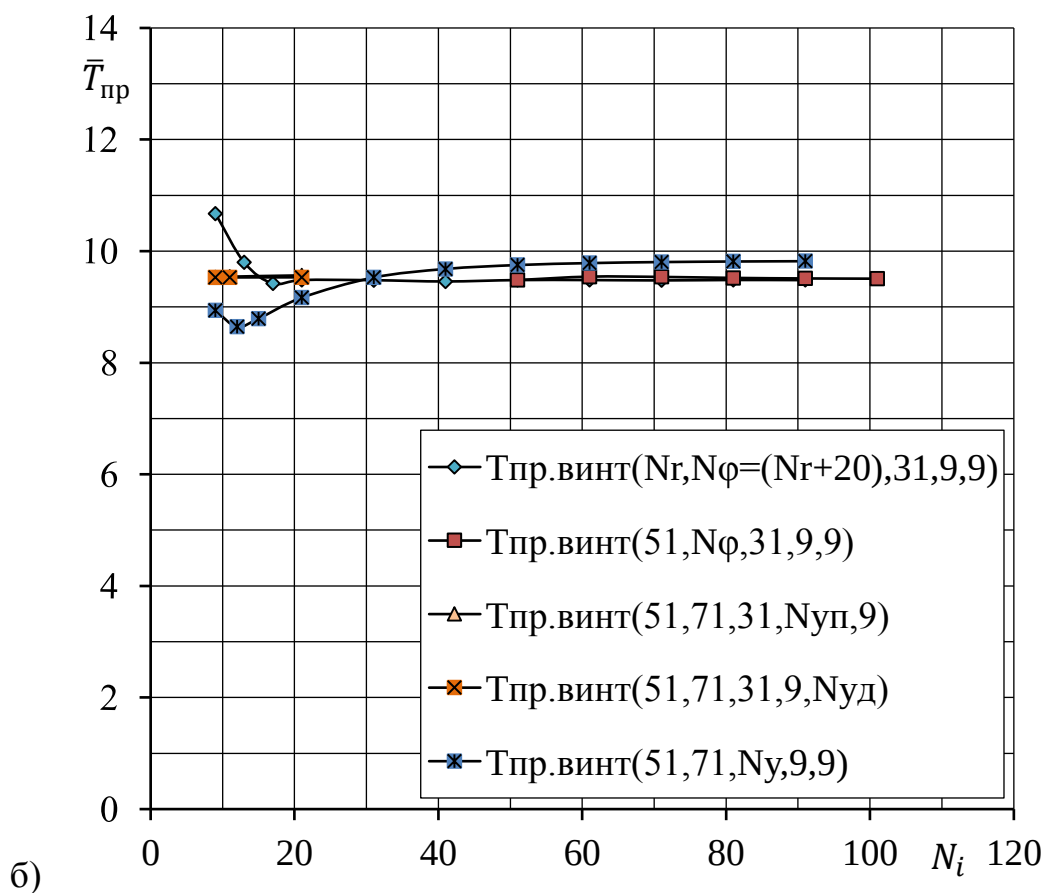
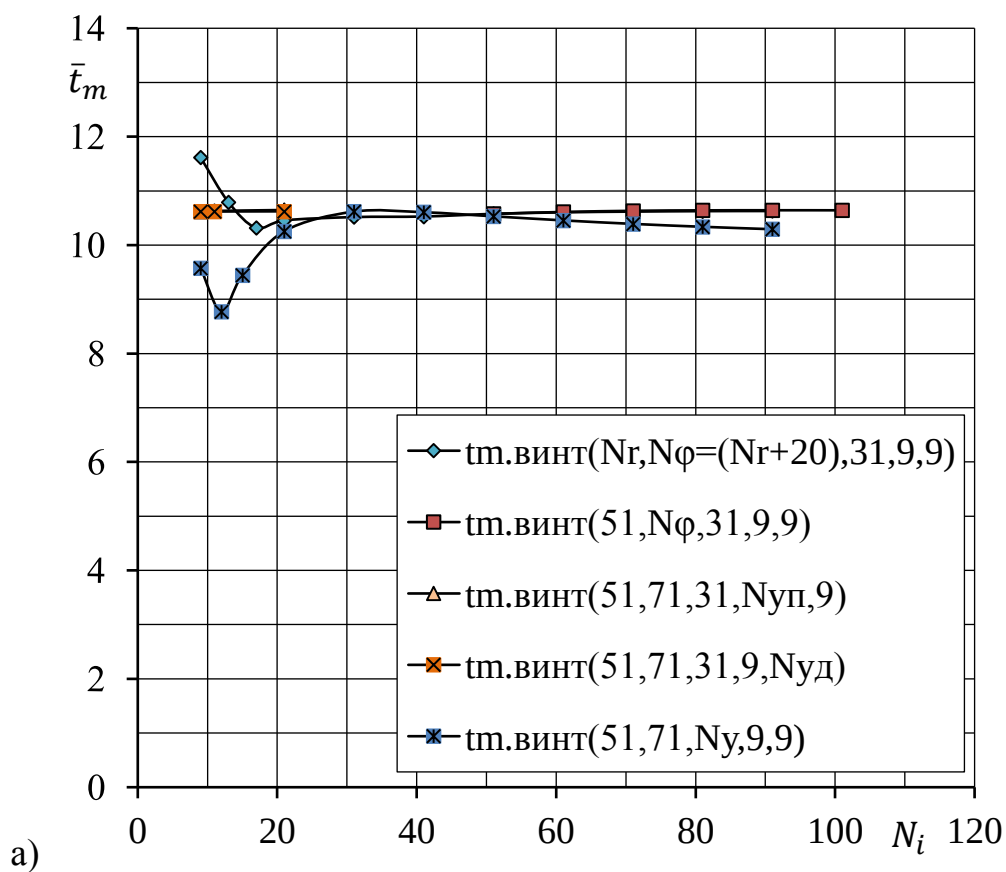


Рисунок 6.2 – Зависимость максимальной температуры смазки в слое  $\bar{t}_m$  (а) и температуры подушки  $\bar{T}_{пр}$  (б) от параметров сетки

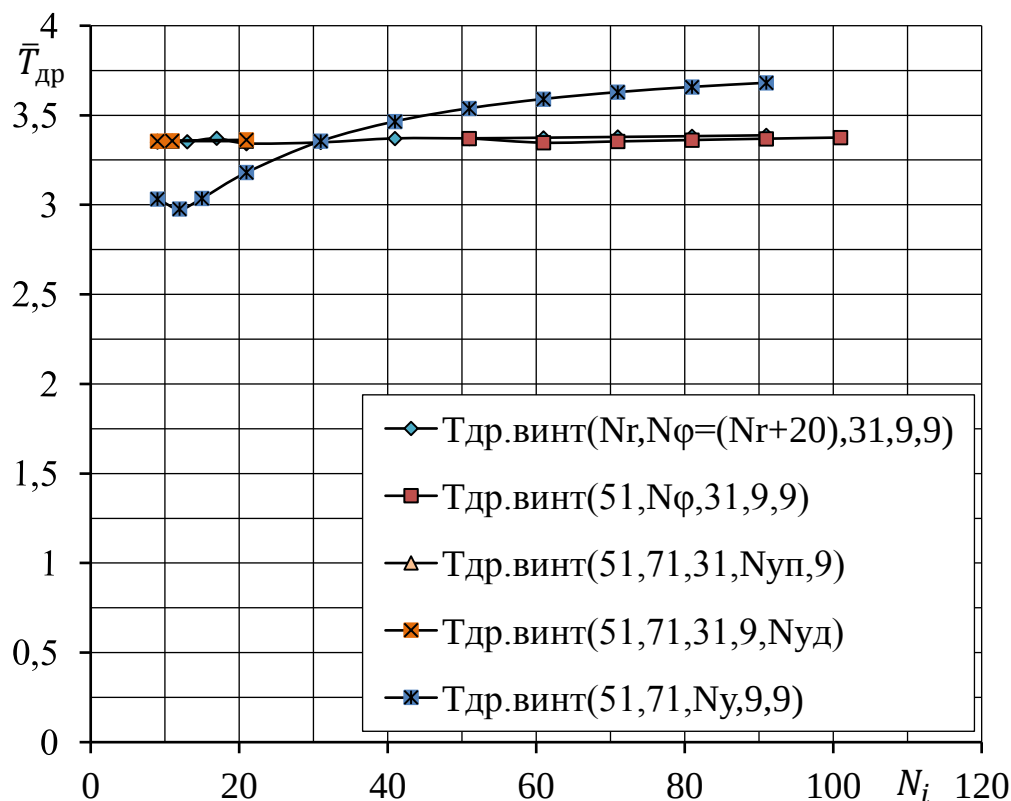


Рисунок 6.3 – Зависимость температуры диска  $\bar{T}_{др}$  от параметров сетки

уменьшается разрыв скоростей между  $\bar{V}_{\varphi \leq \theta_n}$  смазочного слоя и  $\bar{V}_{\varphi > \theta_n}$  пограничного слоя и, следовательно, тепловых потоков на границе при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$ . Это приводит к тому, что тепловой дисбаланс при увеличении  $N_y$  постоянно снижается как в смазочном (рисунок 6.4а), так в пограничном (рисунок 6.4б) слоях: кривые теплопереноса и диссипации стремятся друг к другу. Суммарный тепловой поток по элементу периодичности остается постоянным, вне зависимости от количества узлов сетки  $N_r$ ,  $N_\phi$ ,  $N_y$  (рисунок 6.6). Однако при измельчении сетки по  $y$  (особенно при большом количестве узлов сетки  $N_r$  и  $N_\phi$ ) происходит значительное увеличение количества решаемых уравнений и затрачиваемого времени, и процесс итераций может оказаться далеким от завершения. На основе проведенного анализа с достаточной для практических расчетов точностью определения температуры  $\bar{T}_{др}$  принято  $N_y=51$ .

Таким образом, при численных экспериментах при проведении параметрического анализа, сравнении с физическим экспериментом и анализе переменных термоупругогидродинамических характеристик общие параметры метода для

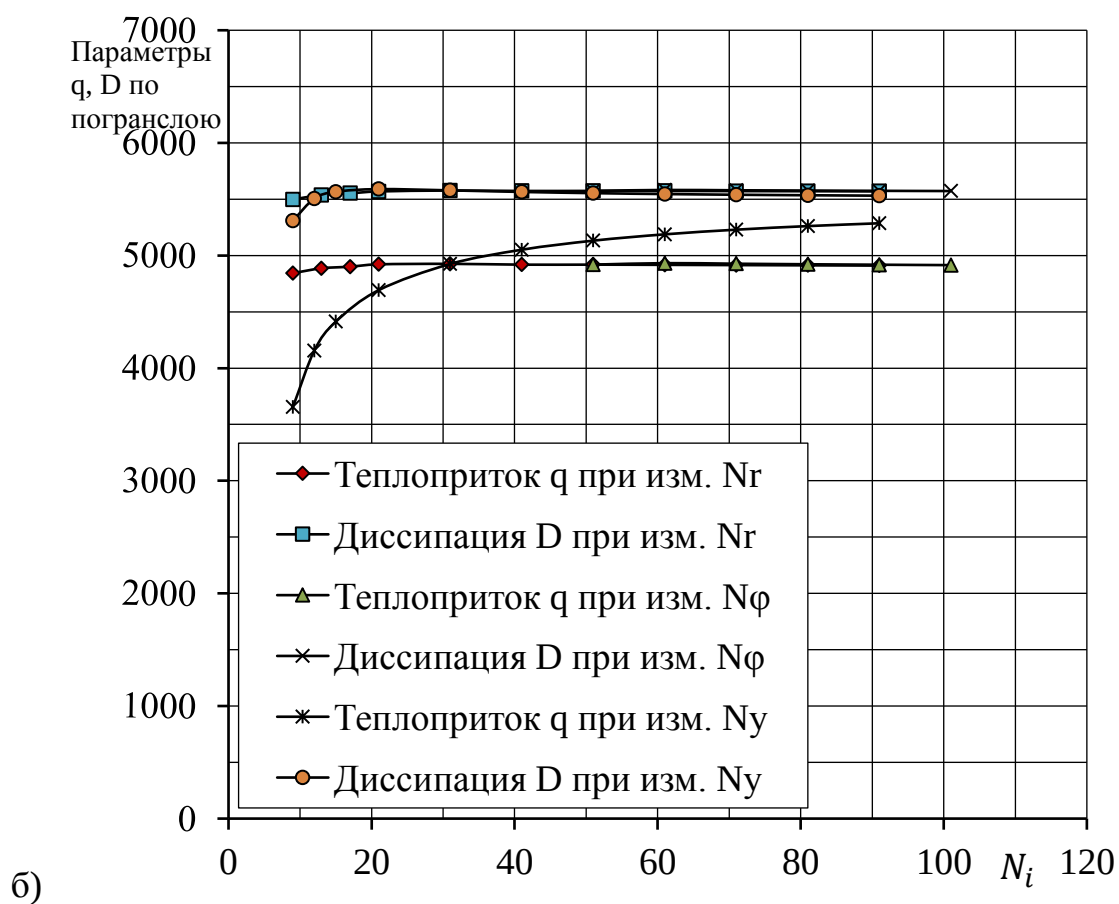
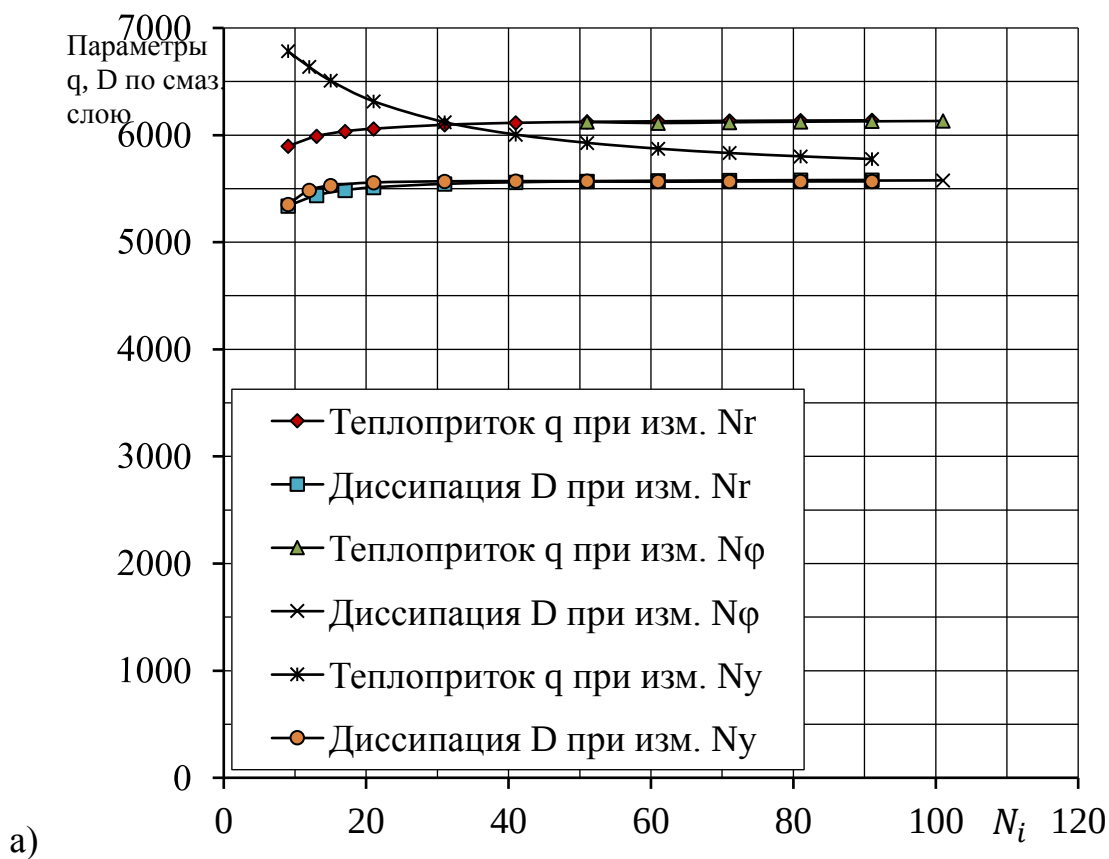


Рисунок 6.4 – Зависимость теплового дисбаланса смазочного слоя (а) и пограничного слоя МПК (б) от параметров сетки

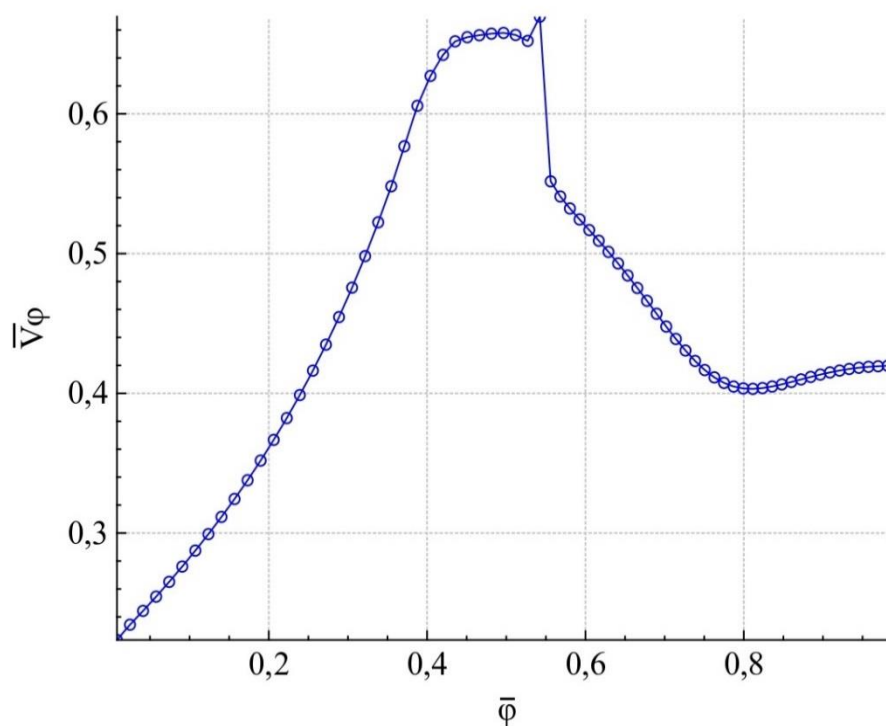


Рисунок 6.5 – Скачок скорости  $\bar{V}_\varphi$  при прохождении границы при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$

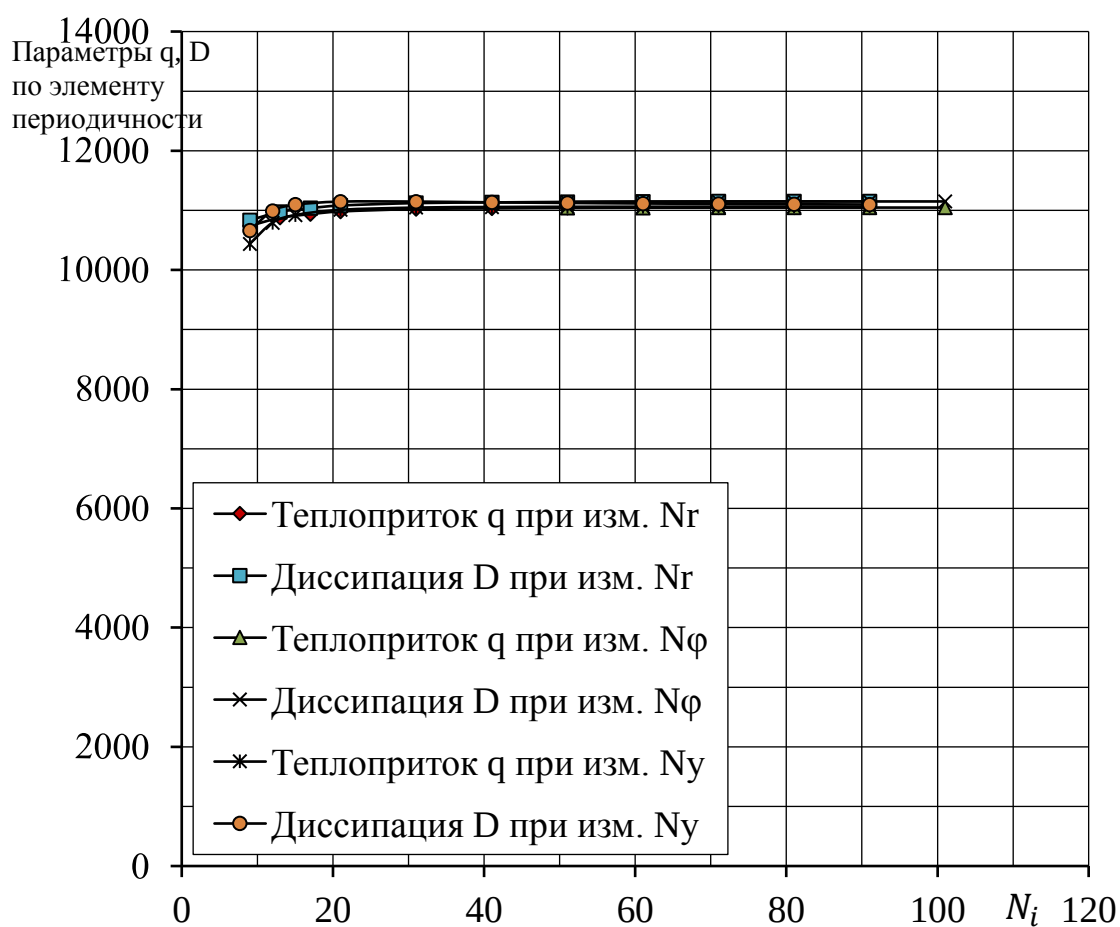


Рисунок 6.6 – Зависимость теплового дисбаланса полного элемента периодичности (суммарно смазочный и пограничный слои) от параметров сетки

неподвижных подушек обоих профилей УПС задавались следующие:  $N_r=51$ ,  $N_\phi=71$ ,  $N_y=51$ ,  $N_{up}=9$ ,  $N_{ud}=9$ . В некоторых случаях для ускорения процесса расчета допускается уменьшение количества точек по толщине смазочного слоя до  $N_y=31$ . Остальные принятые параметры метода, обеспечивающие сходимость численного решения, указаны в таблице 6.1. При уменьшении высоты зазора и, соответственно, усложнении вычислений тепловых потоков в слое допустимую относительную погрешность для несущей способности необходимо уменьшать для выполнения условия сходимости численных процессов.

Таблица 6.1

| № п.п. | Название параметра                                                             | Значение                                      |
|--------|--------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
|        | <i>Процесс уравнивания температуры и давления</i>                              |                                               |
| 1.     | Максимальное количество итераций                                               | 500 ед.                                       |
|        | Параметры метода релаксации                                                    |                                               |
| 2.     | Давление и температура уровня процесса                                         | 0,8                                           |
| 3.     | Температура уровня декомпозиции                                                | 1                                             |
| 4.     | Допустимая погрешность дисбаланса                                              | 0,001                                         |
|        | <i>Несущая способность</i>                                                     |                                               |
| 5.     | Допустимая относительная погрешность                                           | 0,01 (можно уменьшить до 0,001)               |
| 6.     | Дополн. относительные погрешности давления, температур диска, смазки и подушки | 0,01 (могут быть использованы или отключены)  |
|        | <i>Процесс температура-плотность</i>                                           |                                               |
| 7.     | Максимальное количество итераций                                               | 50 ед.                                        |
| 8.     | Допустимая погрешность                                                         | 1E-05                                         |
|        | <i>Давление</i>                                                                |                                               |
| 9.     | Максимальное количество итераций                                               | 50 ед.                                        |
| 10.    | Допустимая погрешность                                                         | 1E-07                                         |
|        | <i>Температура в смазочном и пограничном слоях</i>                             |                                               |
| 11.    | Максимальное количество итераций                                               | 50 ед.                                        |
| 12.    | Допустимая погрешность                                                         | 1E-07                                         |
|        | <i>Параметры метода декомпозиции</i>                                           |                                               |
| 13.    | Количество итераций                                                            | 500 ед.                                       |
| 14.    | Допустимая погрешность                                                         | 1E-07                                         |
| 15.    | Параметр для диска                                                             | 4888                                          |
| 16.    | Параметр для подушки                                                           | 4888                                          |
| 17.    | Дополн. относительные погрешности температур диска, смазки и подушки           | 1E-10 (могут быть использованы или отключены) |

## 6.2 Анализ влияния формы пограничного слоя

Условная граница пограничного слоя аппроксимирована выражением (3.125), Том 1, с помощью которого кривая в точках при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$  и  $\bar{\varphi} = 1$  выполняется точно и направлена по касательной к рабочей поверхности подушки для исключения зоны разрыва скоростей потока смазки в узловых точках. В промежутке  $\bar{\theta}_n < \bar{\varphi} < 1$  граница слоя и, соответственно, его толщина определяются параметрами вогнутости  $\varepsilon_1$  и выпуклости  $\varepsilon_2$ , первый из которых представляет собой угловую координату  $\bar{\varphi}$ , а второй – координату по нормали  $\bar{y}$  для контрольной точки формы слоя. Для изучения влияния толщины слоя на характеристики упорного подшипника проведены расчеты при  $\varepsilon_2 = 1,25; 1,33; 1,5$  при условии расположения контрольной точки посередине МПК при  $\varepsilon_1 = 0,75$  (рисунок 6.7). Исходные данные к расчету приняты такие же, как в разделе 6.1. Поскольку граница слоя изменяется только в угловом направлении, расчеты проведены на среднем радиусе подшипника при  $\bar{r} = 0$ .

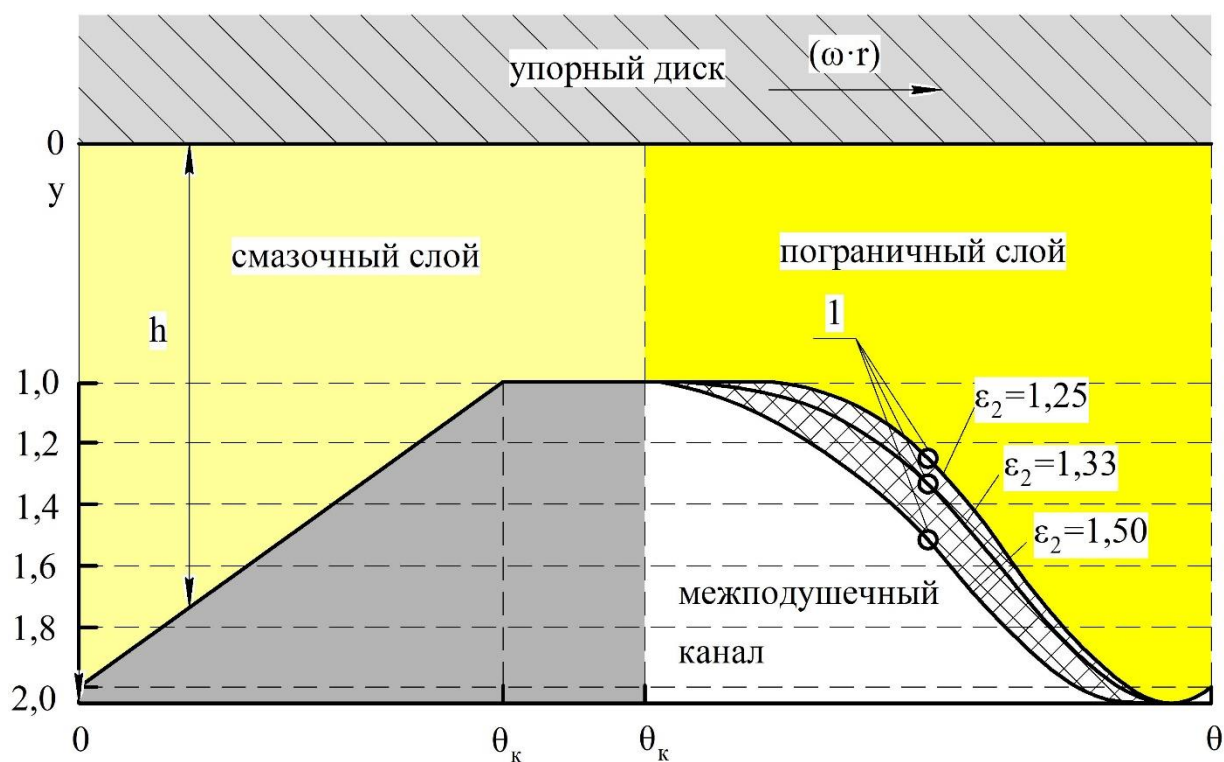


Рисунок 6.7 – Форма смазочного и пограничного слоев при разных  $\varepsilon_2$ :  
1 – контрольная точка

Расчеты, проведенные при разных значениях  $\varepsilon_2$ , показывают (рисунок 6.8), что при увеличении толщины пограничного слоя качественного изменения в распределении температур в области  $\bar{L}_2$  не происходит. Над поверхностью подушки при  $\bar{\varphi}=0; 0,26; 0,5$  по всей высоте зазора  $0 \leq \bar{y} \leq 1,0$  распределение температур находится ниже в случае тонкого пограничного слоя при  $\varepsilon_2=0,25$  из-за лучшего охлаждения за счет поступления свежей смазки с температурой  $\bar{t}=0$  из МПК в пограничного слоя, за счет чего на входе в смазочный слой при  $\bar{\varphi}=0$  температура становится пониженной. На это также косвенно указывает повышение температур  $\bar{t}_m, \bar{T}_{np}$  с увеличением  $\varepsilon_2$  (рисунок 6.9б). Другая картина наблюдается в пограничном слое при  $\bar{\varphi}=0,75$ : посередине и вблизи непротекаемой условной границы при  $0,27 \leq \bar{y} \leq 1,0$  температуры получаются ниже в случае более толстого пограничного слоя при  $\varepsilon_2=1,5$ . По-видимому, это связано с понижением выделения теплоты за счет трения между слоями смазки в случае более толстого пограничного слоя из-за уменьшенного перепада скоростей по направлению  $\bar{y}$ . На это также указывает обратный градиент температур вблизи вращающегося диска при  $0 \leq \bar{y} \leq 0,27$ , когда происходит интенсификация тепловыделения за счет повышения скоростей от диска. Стоит отметить, что по мере движения по подушке в направлении вращения диска температурный уровень смазки возрастает (максимум температуры  $\bar{t}_m$  находится вблизи подушки при  $\bar{y}=0,98$ ). При принятых исходных данных изменение температур при  $0 \leq \bar{y} \leq 0,4$  незначительно (особенно в пограничном слое при  $\bar{\varphi}=0,75$ ), что можно объяснить переносом объема нагретой смазки возле поверхности вращающегося диска с постоянной температурой при относительно короткой подушке  $\bar{\theta}_n=0,5$ . При этом вблизи поверхности подушки при  $0,6 \leq \bar{y} \leq 1,0$  температуры резко возрастают из-за торможения движущейся смазки около неподвижной поверхности, а в пограничном слое при  $\bar{\varphi}=0,75$  температуры резко снижаются и при  $\bar{y}=1$  становятся равными температуре подвода смазки  $\bar{t}=0$  МПК, и все кривые сходятся в одну точку.

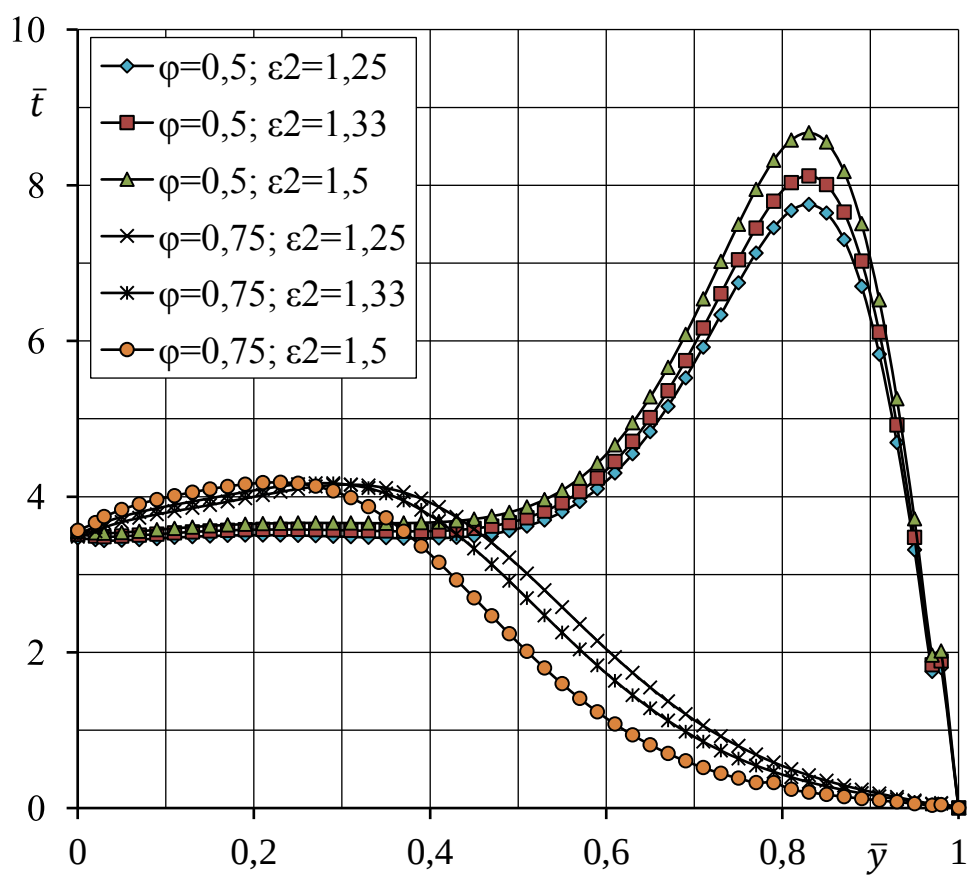
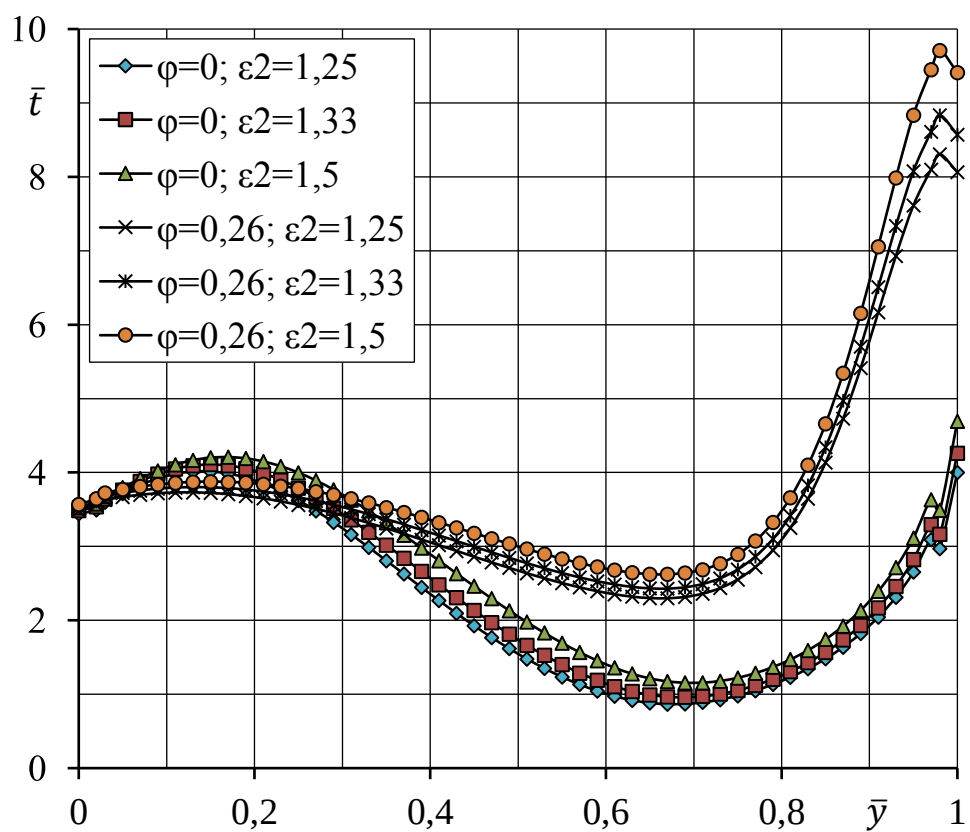


Рисунок 6.8 – Распределение температур по направлению  $\bar{y}$  в смазочном и пограничном слоях при разных  $\bar{\varphi}$  и  $\varepsilon_2$



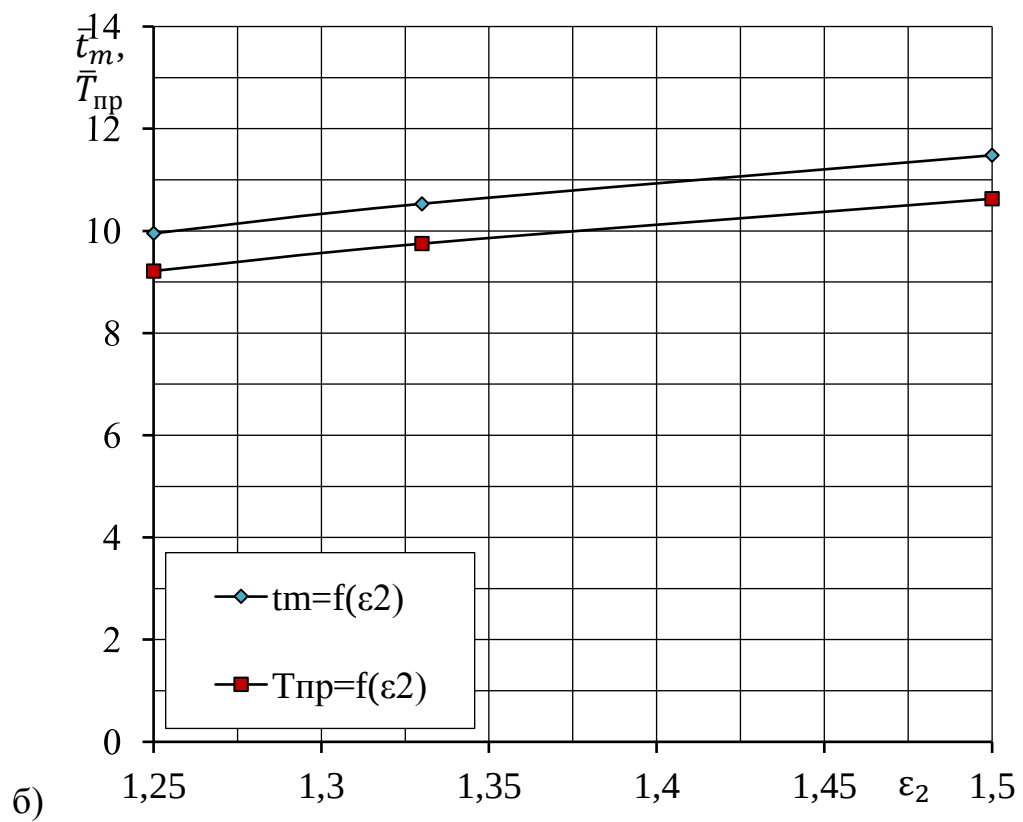
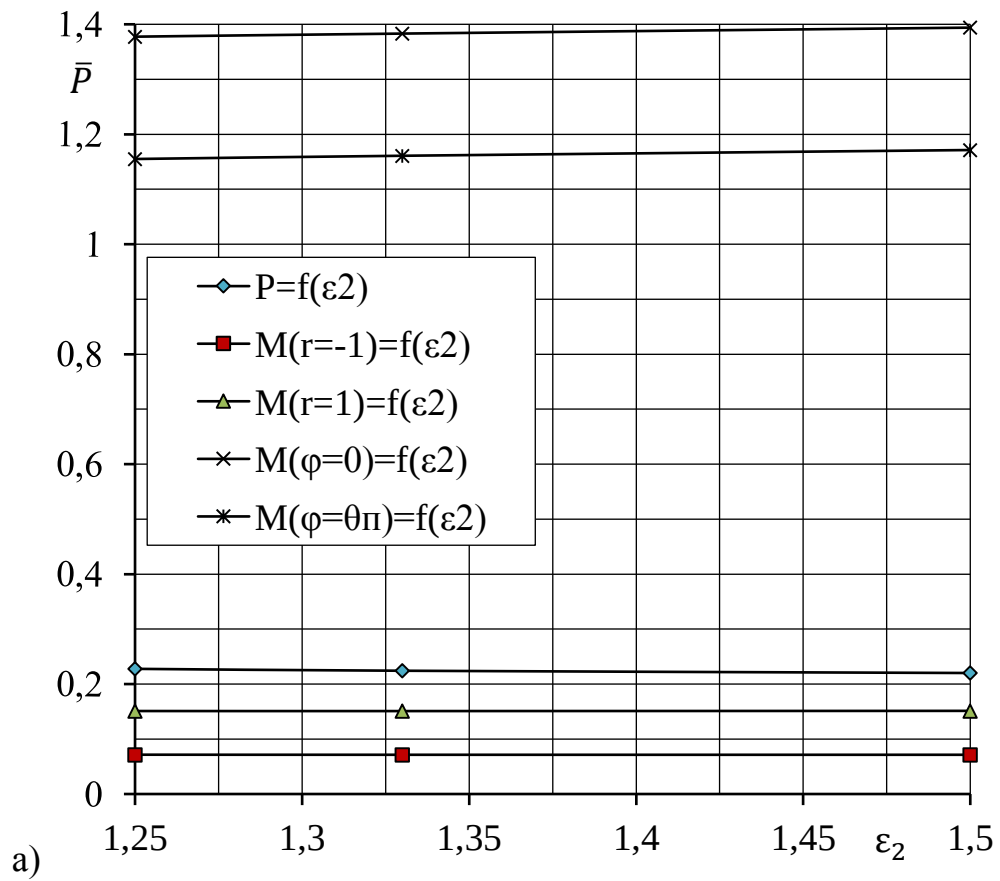


Рисунок 6.9 – Зависимости коэффициента несущей способности  $\bar{P}$ , расходов  $\bar{M}_i$  (а) и максимальных температур слоя  $\bar{t}_m$  и подушки  $\bar{T}_{pp}$  (б) от параметра  $\epsilon_2$

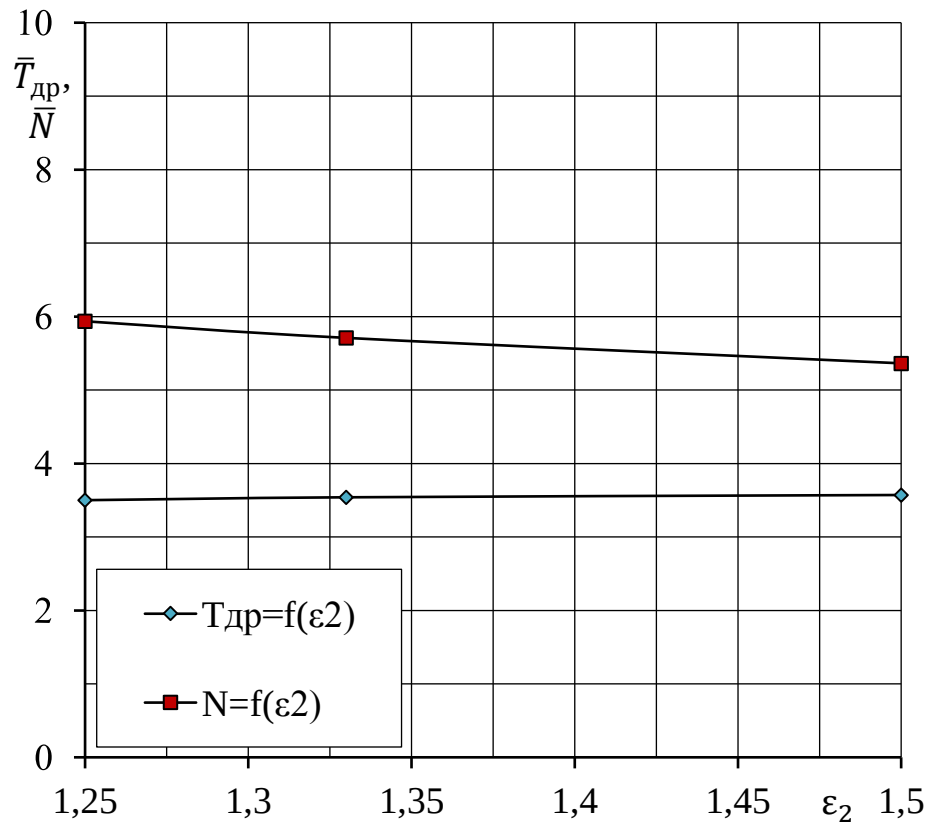


Рисунок 6.10 – Зависимости максимальной температуры диска  $\bar{T}_{др}$  и коэффициента потерь мощности  $\bar{N}$  от параметра  $\varepsilon_2$

Локальные и интегральные характеристики упорного подшипника несущественно зависят от изменения толщины пограничного слоя, определяемой  $\varepsilon_2$  (рисунки 6.9, 6.10). Осложнение охлаждения пограничного слоя при увеличении толщины из-за уменьшения глубины проникновения свежей смазки приводит к повышению температур на входе в подшипник, некоторому возрастанию максимальных температур  $\bar{t}_m$ ,  $\bar{T}_{нр}$  (рисунок 6.9б) и снижению потерь мощности на трение  $\bar{N}$  (рисунок 6.10). Дальнейшие расчеты проведены при осредненном значении  $\varepsilon_2$  в зависимости от угловой координаты узловых точек при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$  и  $\bar{\varphi} = 1$  и посередине пограничного слоя при  $\varepsilon_2 = (\theta - \theta_n) / 2$ .

### 6.3 Влияние граничных условий для уравнения Рейнольдса

Для изучения влияния внешнего окружающего подушку давления смазки на характеристики упорного подшипника необходимо провести численные исследования. Давление на входе в подушку и на внешних границах подушки может изменяться в зависимости от стабильных условий работы масляного насоса и давле-

ния в напорном коллекторе после регулятора системы смазки и перед подачей в корпус компрессора. Стандартное абсолютное значение давления подачи смазки, как правило, равно 0,24...0,26 МПа. Исходные данные к расчету приняты такие же, как в разделе 6.1, с учетом изменения давления на радиальных границах смазочного слоя  $\bar{p}_{R1}$ ,  $\bar{p}_{R2}$  (принято условие Дирихле).

Как видно из рисунка 6.11, при увеличении граничного давления  $\bar{p}_{R1} = \bar{p}_{R2}$  несущая способность подшипника существенно возрастает по линейному закону, при этом остальные локальные и интегральные характеристики остаются неизменными. Это связано с тем, что несущая способность интегрально зависит от распределения давления  $\bar{p}$  по поверхности подушки и, следовательно, возрастает при повышении давления на кромках, в том числе за счет гидростатической составляющей (рисунок 6.12). Давление фактически определяется вязкостью смазочного слоя области  $\bar{L}_1$ , которая в свою очередь зависит от температуры (экспоненциальное затухание). Учитывая, что высота зазора  $\bar{h}$  и температура на входе в подушку  $\bar{t}=0$  остаются постоянными, то температурное поле упорного подшипника и тепловые потоки смазки области  $\bar{L}_2$  не изменяются. Для дальнейших расчетов приняты давления на внутренней кромке подушки  $\bar{p}_{R1}=0,0315717$  (соответствует размерному давлению 0,24 МПа) и на внешней кромке подушки  $\bar{p}_{R2}=0,03420206$  (соответствует давлению 0,26 МПа).

Необходимо также провести исследование разных граничных условий для уравнения Рейнольдса по контуру подушки, представляющие собой две разные краевые задачи и являющиеся частью единого условия неотрицательности давления в зазоре [56]: 1) задаются давления  $\bar{p}_{R1}$  и  $\bar{p}_{R2}$  на всех границах смазочного слоя (*условие Дирихле*, 3.29, 3.30, Том 1); 2) задаются градиенты давления  $\partial p / \partial \varphi = 0$  на входе  $\bar{\varphi}=0$  и на выходе  $\bar{\varphi}=\bar{\theta}_n$  из смазочного слоя (*условие Неймана*, 3.31, 3.32, Том 1), при этом на радиальных границах остаются заданными давления  $\bar{p}_{R1}$  и  $\bar{p}_{R2}$  (*условие Дирихле*). На рисунке 6.13 представлены эпюры распределения изобар по рабочей поверхности подушки при двух граничных

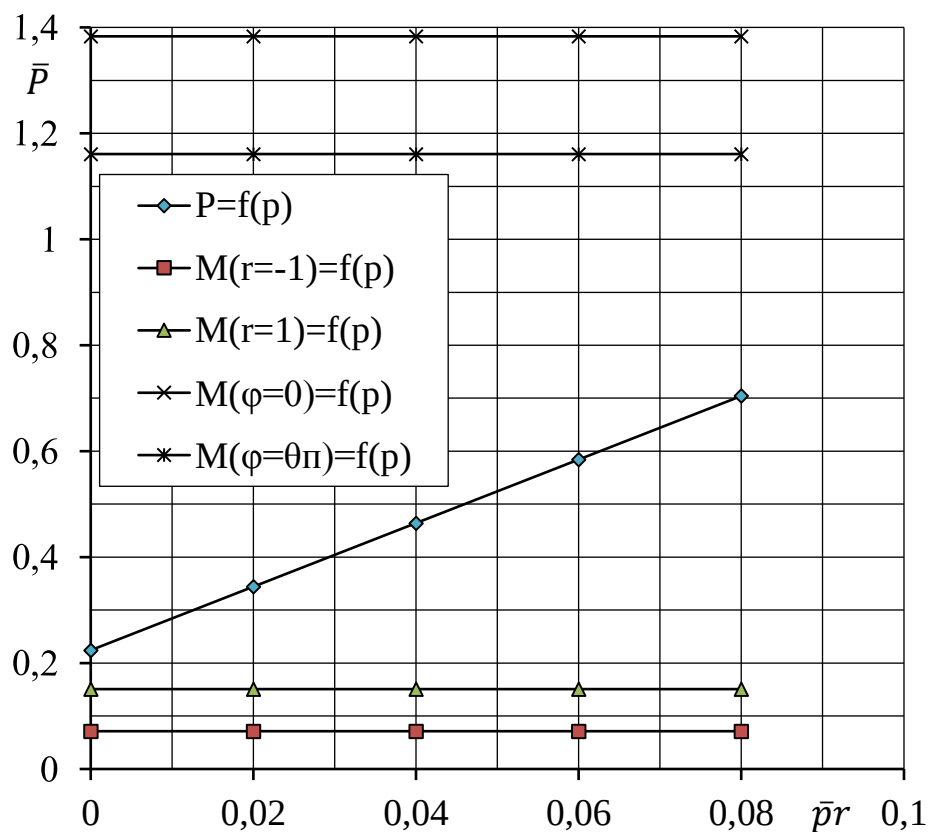


Рисунок 6.11 – Зависимости коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  и расходов  $\bar{M}_i$  от граничного давления  $\bar{p}_{R1} = \bar{p}_{R2}$

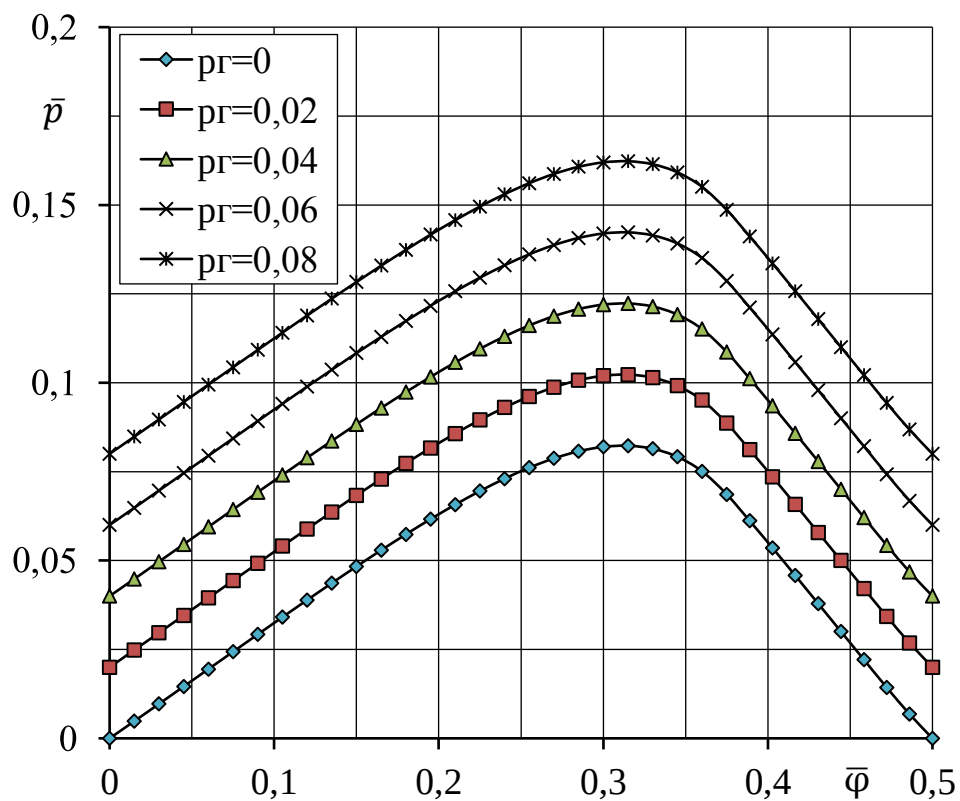


Рисунок 6.12 – Зависимости распределения давления  $\bar{p}$  на среднем радиусе подушки при  $\bar{r} = 0$  и разных граничных давлениях  $\bar{p}_{R1} = \bar{p}_{R2}$

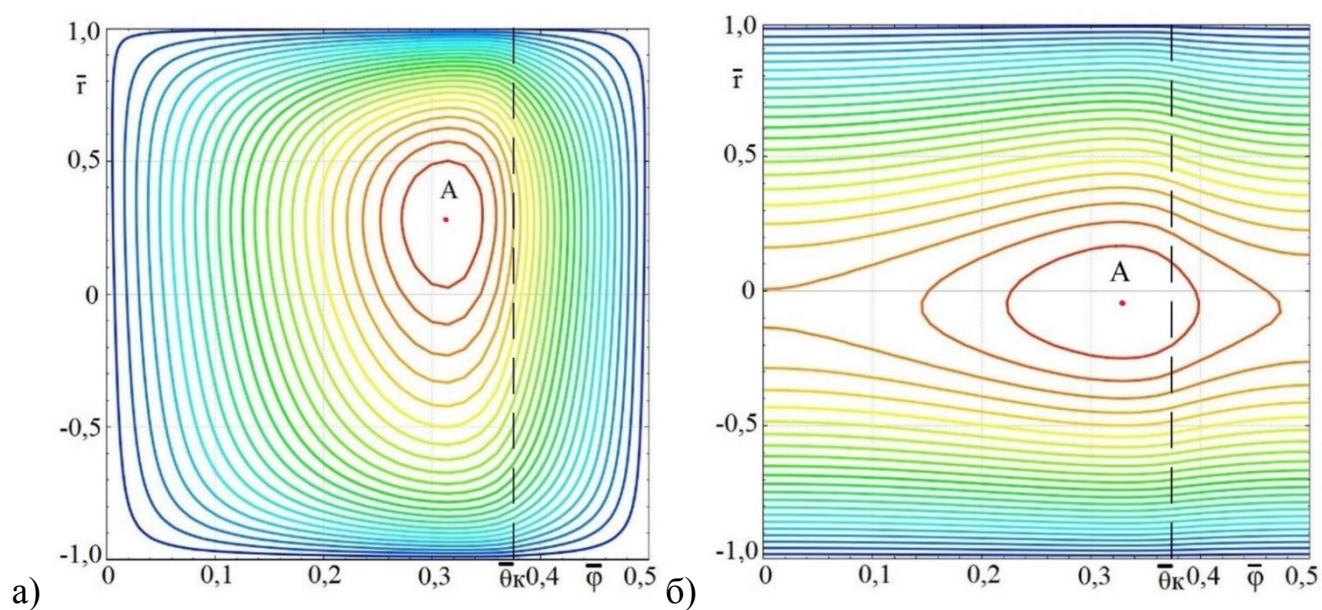


Рисунок 6.13 – Этюры распределения изобар по поверхности подушки: условие Дирихле (а) и частичные условия Неймана (б)

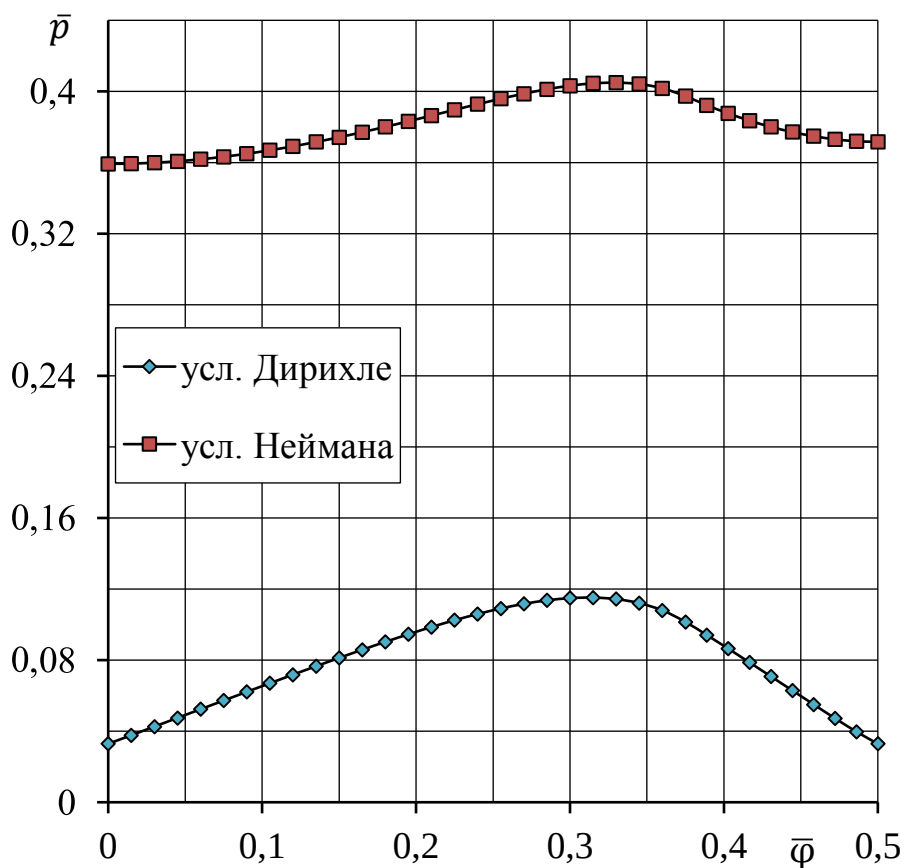


Рисунок 6.14 – Распределение безразмерного давления на среднем радиусе подушки при  $\bar{r} = 0$ : условие Дирихле и частичные условия Неймана [301]

условиях. Координата  $\bar{\theta}_k$  соответствует границе перехода с клиновой части подушки на плоскую (штриховая линия). В первом случае, когда заданы условия Дирихле по всему контуру подушки (рисунок 6.13а), максимум давления  $\bar{p}_{\max}$  (точка А) находится внутри подушки и смещен ближе к внешнему радиусу и выходной кромке (координаты  $\bar{r} = 0,28$ ,  $\bar{\varphi} = 0,315$ ) из-за влияния центробежных сил инерции и кривизны в плане подушки при  $\sigma = 0,25$ . Давление при изменении координат  $\bar{r}$  или  $\bar{\varphi}$  монотонно возрастает от давления подачи до максимума  $\bar{p}_{\max}$  и также равномерно убывает (рисунок 6.14).

Во втором случае, когда задаются частичные условия Неймана для давления по координате  $\bar{\varphi}$ , наблюдается смещение координат максимума давления  $\bar{p}_{\max}$  к внутреннему радиусу (рисунок 6.13б, точка А):  $\bar{r} = -0,04$ ,  $\bar{\varphi} = 0,33$ . Давления на входе при  $\bar{\varphi} = 0$  и на выходе при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$  из смазочного слоя становятся расчетными величинами: они принимают повышенные значения и выше давлений  $\bar{p}_{R1} = \bar{p}_{R2}$  на 90,8...91,2 % (рисунок 6.14). Повышенные давления приводят к увеличению несущей способности подшипника на  $(1,58824 - 0,42220473) \cdot 100 / 1,58824 = 73,4$  %. В обоих примерах наблюдается скачок скорости  $\bar{V}_{\varphi}$  при прохождении границы  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$ . Стоит отметить, что указанные условия при вторых граничных условиях для уравнения Рейнольдса не соответствуют физике протекания гидродинамического процесса и искажают общую картину работы упорного подшипника. В дальнейшем расчеты проведены при задании условия Дирихле по всему контуру подушки.

#### **6.4 Описание распределения давления и температур при разном профилировании подушки**

Для описания физической картины работы упорного подшипника при разном профилировании подушек (винтовая поверхность и параллельный МПК скос) проведены численные эксперименты. Расчеты выполнены при следующих исходных данных:  $\sigma = 0,25$ ;  $\lambda = 2$ ;  $\bar{\theta}_k = 0,75$ ;  $\bar{\theta}_n = 0,5$ ;  $\varepsilon_0 = 1$ ;  $\psi = 0,0021$ ;  $\Psi_d = 1$ ;  $b_d = 390$ ;  $\Psi_n = 0,2$ ;  $b_n = 390$ ;  $\varepsilon_1 = 0,75$ ;  $\varepsilon_2 = 1,333$ ;  $\bar{p}_{R1} = 0,0315717$ ;  $\bar{p}_{R2} = 0,03420206$ ;  $\bar{\beta} = 0,0881$ ;

$\alpha_n^* = 0,000233434$ ;  $\alpha_m^* = 0,015746$ ;  $\bar{t}_0 = \bar{T}_a = \bar{T}_{a1} = \bar{T}_{a2} = \bar{T}_{a3} = \bar{T}_{a4} = 0$ ;  $Re=20$ ;  
 $Re=9635$ ;  $Re_n=5356$ ;  $Re_d=26781$ ;  $Nu_{nR1} = Nu_{nR2} = Nu_{n\varphi 0} = Nu_{n\theta n} = Nu_{nHn} = 0,15$ ;  
 $Nu_{\partial R1} = Nu_{\partial R2} = Nu_{\partial y 0} = 0,25$ . Ширина скоса принята  $\bar{\eta}_k = 0,18$ , при которой она  
является наиболее приближенной к оптимальной величине для коэффициента не-  
сущей способности  $\bar{P}$  [169]. В области пограничного слоя при  $\bar{y} = 1$  в пределах  
 $\bar{\theta}_n \leq \bar{\varphi} \leq 1$  задана температура МПК  $\bar{t} = 0$ . Расчеты проведены для случая зависи-  
мости вязкости смазки от температуры при параметре  $\chi = 0,125$ , характеризующем  
степень изменения вязкости смазки от температуры.

Как видно из графиков рисунка 6.15, расположенные на несущей поверхно-  
сти подушек эквипотенциальные кривые распределения давления (изобары)  
упорного подшипника обеих форм зазора качественно идентичны. Строение кри-  
вых распределения давления схоже между собой, однако расположение максиму-  
ма давления  $\bar{p}_{\max}$  несколько отличается (точка А):  $\bar{r} = 0,28$ ,  $\bar{\varphi} = 0,315$  для первого  
случая;  $\bar{r} = 0,36$ ,  $\bar{\varphi} = 0,285$  для второго случая. Для профиля поверхности с парал-  
лельным МПК скосом (см. уравнение (4.4), Том 1), в отличие от винтовой поверх-  
ности (см. уравнение (4.3), Том 1), характерно изменение толщины слоя  $\bar{h}$  по  
обеим координатам  $\bar{r}$  и  $\bar{\varphi}$ . Это ожидаемо приводит к смещению экстремумов  
давления  $\bar{p}$  по направлению  $\bar{r}$  в разных сечениях по  $\bar{\varphi}$  и по направлению  $\bar{\varphi}$  в  
разных сечениях по  $\bar{r}$  к внутренней кромке подушки при  $r = R_1$  [169, 302-304].  
Образованная при этом форма зазора вызывает деформацию изобар и смещение  
главных осей распределения давления (рисунок 6.15б, штриховые линии) по  
сравнению с формой зазора винтовой поверхности (рисунок 6.15а). Следует отме-  
тить, что направление градиентов давления по несущей поверхности определяется  
составляющей от перепада давления скорости жидкости в смазочном слое, т. е.  
течением Пуазейля (см. уравнения (3.17), (3.18), Том 1). Следовательно, геомет-  
рический поворот направления постоянной глубины клинового скоса от радиаль-  
ного направления первого случая к направлению, параллельному входной кромке  
подушки, второго случая поворачивает поле распределения давления  $\bar{p}$  по несущей



щей поверхности подушки (главные оси распределения) во внутреннюю область упорного подшипника. При этом несущая способность  $\bar{P}$  формы зазора винтовой поверхности оказывается несколько выше: на  $(0,422205 - 0,412885) \cdot 100 / 0,422205 = 2,2 \%$ .

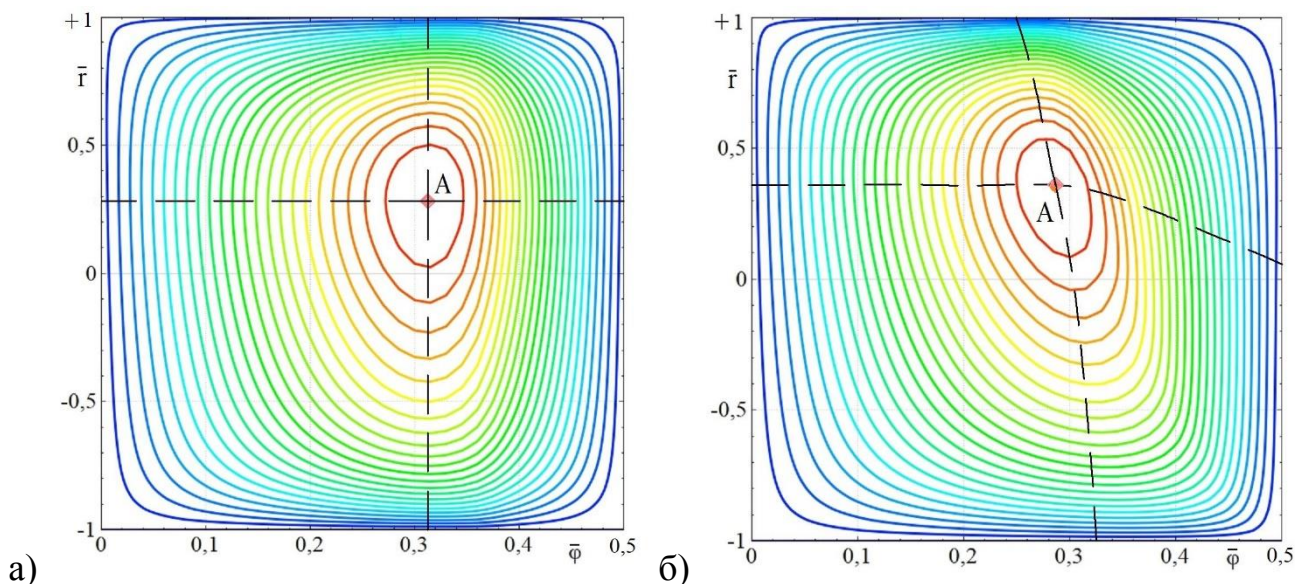


Рисунок 6.15 – Изобары несущей поверхности упорной подушки: с винтовой поверхностью клинового скоса (а) и с параллельным МПК скосом (б) [305]

Как видно из графиков рисунков 6.16-6.18, эквипотенциальные кривые распределения температуры (изотермы) по толщине смазочного и пограничного слоев, температурные поля в теле подушки и упорного диска обеих форм зазора также качественно идентичны. По мере движения смазки по рабочему зазору при возрастании координаты  $\bar{\varphi}$  происходит выделение и накопление теплоты за счет необратимой диссипации механической энергии при вязком сдвиге слоев смазки [22, 56, 168, 301, 305]. Это приводит к повышению температурного уровня по ходу течения смазки. При гидродинамическом процессе в смазке необходимо рассматривать совместные конвективный и кондуктивный переносы теплоты. При относительно высоких зазорах преобладает влияние конвективного теплообмена за счет переноса общей массы смазки [168, 301, 303]. В этом случае уменьшается разница в температурах между зонами смазки возле упорного диска и рабочей поверхности подушки за счет переноса большого объема нагретой смазки с предыдущей подушки. При сужении зазора возрастает влияние кондуктивного теплообмена за счет теплопроводности с поверхностями диска и подушки [168, 301, 303].



Максимум температуры  $\bar{t}_m$  (точка Б) обеих форм зазора находится около поверхности подушки ближе к ее выходной кромке при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$  и внешнему радиусу:  $\bar{r} = 0,06$ ,  $\bar{\varphi} = 0,3525$ ,  $\bar{y} = 0,98$  для первого случая;  $\bar{r} = 0,2$ ,  $\bar{\varphi} = 0,315$ ,  $\bar{y} = 1$  для второго случая. В случае параллельного МПК скоса безразмерная температура  $\bar{t}_m$  несколько выше на  $(10,711549 - 10,537196) \cdot 100 / 10,711549 = 1,6$  %, что может быть объяснено неоптимальной величиной ширины клинового скоса  $\bar{\eta}_k$ . Также отчетливо можно заметить поступление свежей смазки из МПК в пограничный слой с температурой  $\bar{t} = 0$  от условной границы пограничного слоя при  $(-1 \leq \bar{r} \leq 1, \bar{\theta}_n \leq \bar{\varphi} \leq 1, \bar{y} = 1)$ . Смешиваясь с горячей смазкой из предыдущей подушки, она формирует температуру с повышенной вязкостью на входе в последующую подушку при  $\bar{\varphi} = 0$ , понижает общий температурный уровень и повышает, таким образом, несущую способность упорного подшипника. При уменьшении зазора наблюдается более глубокое проникновение холодной волны из МПК в пограничный слой [301-303].

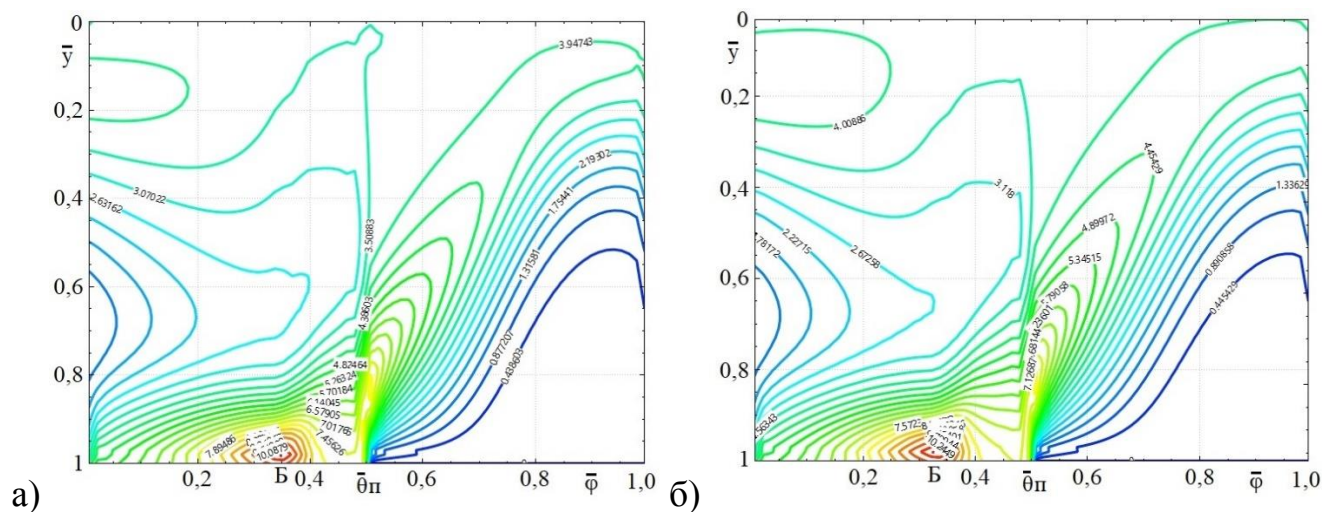


Рисунок 6.16 – Распределение изотерм в сечении смазочного и пограничного слоев на среднем радиусе подушки при  $\bar{r} = 0$ : с винтовой поверхностью клинового скоса (а) и с параллельным МПК скосом (б) [305]

На рисунке 6.17 представлены распределения изотерм на рабочих поверхностях подушки. Вследствие непрерывного внутреннего вязкого сдвига при возрастании координаты  $\bar{\varphi}$  происходит выделение и накопление теплоты и передача ее в тело подушки за счет теплопроводности. Температура подушки увеличивается

ся, а максимум температуры (точка В) находится ближе к выходной кромке при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$  и внешнему радиусу из-за влияния окружной скорости диска:  $\bar{r} = 0,12$ ,  $\bar{\varphi} = 0,345$ ,  $\bar{y}_n = 0$  для первого случая;  $\bar{r} = 0,12$ ,  $\bar{\varphi} = 0,315$ ,  $\bar{y}_n = 0$  для второго случая. Это отчасти оправдывает измерение температуры подушки для контроля и диагностики при работе компрессора в точке 75/75 (API-670, 4-е издание). В случае параллельного МПК скоса максимум температуры  $\bar{T}_{np}$  несколько выше на  $(9,8894176 - 9,7561999) \cdot 100 / 9,8894176 = 1,3 \%$ . В случае формы зазора с параллельным МПК скосом из-за деформации поля распределения давлений температурное поле рабочей поверхности подушки также становится повернутым при теплообмене со смазочным слоем подшипника (рисунок 6.17б). Таким образом, вблизи перехода с клиновой части подушки на плоскую при  $\bar{\varphi} = \bar{\varphi}_k$  обеих форм зазора формируется зона максимальной температуры  $\bar{T}_{np}$ , в том числе с градиентом температуры по координате  $\bar{r}$ . Из-за влияния теплообмена с окружающей средой посредством теплоотдачи температура при приближении к поверхностям внешнего и внутреннего радиуса и тыльной стороны подушки монотонно понижается.

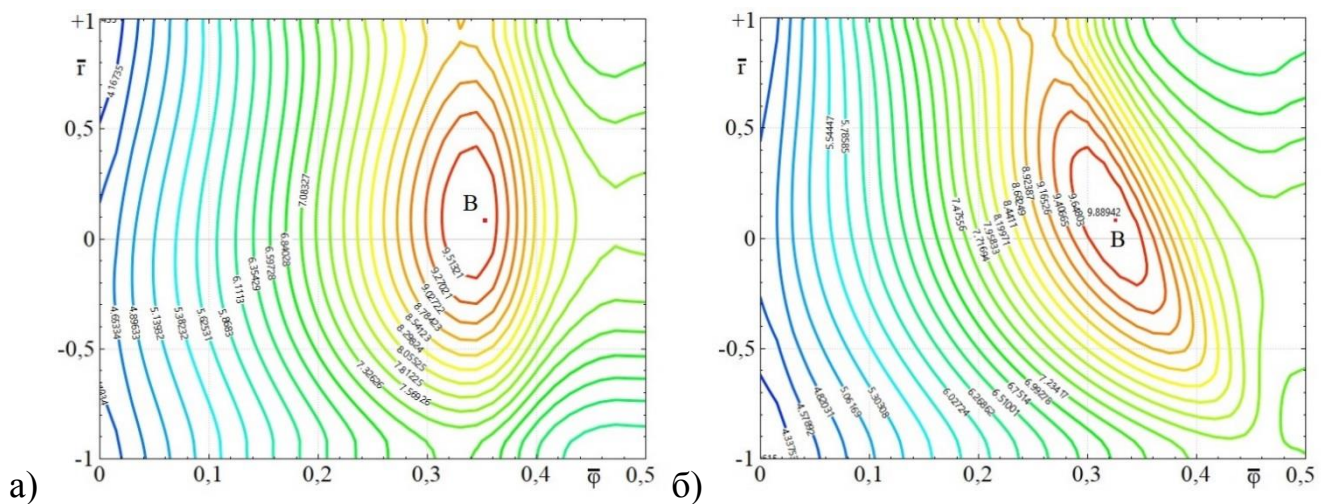


Рисунок 6.17 – Распределение изотерм на рабочей поверхности подушки при  $\bar{y}_n = 0$ : с винтовой поверхностью клинового скоса (а) и с параллельным МПК скосом (б)

Для упорного диска (рисунок 6.18) характерно преобладающее влияние конвективного теплообмена по направлению вращения (координата  $\bar{\varphi}$ ) по сравнению с кондуктивным теплообменом со смазочным и пограничным слоями в по-

перечном направлении (координата  $\bar{y}_\delta$ ). Это приводит к постоянной осредненной температуре диска в окружном направлении, которая достигает максимального значения в точке Г:  $\bar{r}=0,12$ ,  $\bar{y}_\delta=1$  для первого случая;  $\bar{r}=0,2$ ,  $\bar{y}_\delta=1$  для второго. В случае параллельного МПК скоса безразмерная температура  $\bar{T}_{\delta p}$  несколько выше на  $(3,7141354-3,5419801) \cdot 100/3,7141354=4,6$  %. Однако за счет существенного влияния окружной скорости диска, особенно при относительно малых зазорах при высоком градиенте скоростей  $\bar{V}_r$ ,  $\bar{V}_\varphi$  по координате  $\bar{y}$ , возникает градиент температуры на рабочей поверхности диска по координате  $\bar{r}$ . При приближении к внешним поверхностям диска за счет теплообмена теплоотдачей в окружающую среду температура диска закономерно понижается, причем максимум температуры смещается ближе к среднему радиусу подшипника при  $\bar{r}=0$  при уменьшении  $\bar{y}_\delta$ .

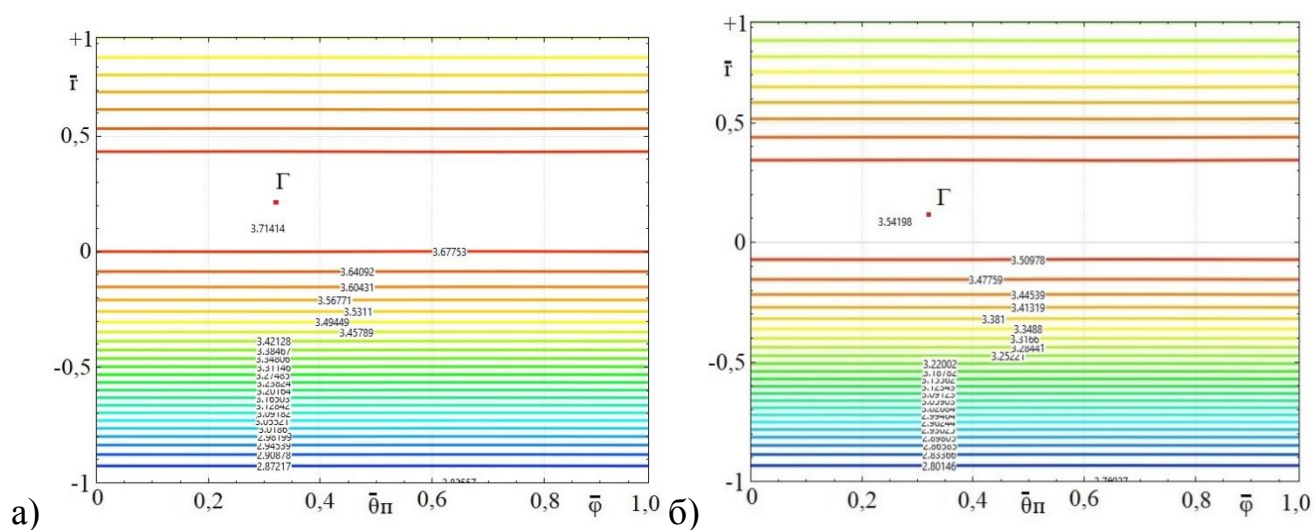


Рисунок 6.18 – Распределение изотерм на рабочей поверхности диска при  $\bar{y}_\delta = \Psi_\delta$ : с винтовой поверхностью клинового скоса (а) и с параллельным МПК скосом (б)

## 6.5 Анализ влияния упорного диска

Вращающийся с частотой вращения ротора компрессора упорный диск является единственным элементом, через который в подшипник подводится энергия для поддержания гидродинамических и тепловых процессов в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника. Диск в процессе вращения воспринимает теплоту, когда проходит мимо наиболее нагретых частей рабочей смазки (напри-

мер, на выходе из смазочного слоя), и отдает теплоту там, где слой в среднем имеет более низкую температуру (например, в области погранслоя МПК и на входе в смазочный слой). Нагрев смазки, которую воспринимает при теплообмене диск, происходит за счет диссипации энергии в смазочном и пограничном слоях. При больших скоростях вращения, когда процессы нагрева и охлаждения быстро сменяют друг друга, температура поверхности диска в угловом направлении  $\varphi$  перестает изменяться и становится близкой к постоянной величине (см. рисунок 6.8). Фактически упорный диск выполняет функции *теплового аккумулятора*, участвуя в перераспределении теплоты при соприкосновении с нагретыми и относительно холодными объемами смазки [56].

В некоторых случаях из условия равенства нулю общего теплового потока на границе «упорный диск – смазочный слой» (условие теплового баланса) рассчитывается постоянная температура на поверхности диска [119, 266]. В разработанной математической модели программы Sm2px3Tхт влияние упорного диска учитывается через полное трехмерное уравнение теплопроводности (3.66), Том 1, с соответствующими граничными условиями охлаждения диска через боковые свободные поверхности и при сохранении конвективной составляющей переноса теплоты по координате  $\bar{\varphi}$  при вращении диска. Для определения степени влияния геометрического размера (относительная толщина)  $\Psi_d$ , материала диска  $b_d$  и условий его охлаждения  $Nu_{\partial y0}, Nu_{\partial R1}, Nu_{\partial R2}$  на основные характеристики подшипника проведены расчеты при следующих исходных данных: профиль подушки – винтовая поверхность,  $\sigma=0,25$ ;  $\lambda=2$ ;  $\bar{\theta}_k=0,75$ ;  $\bar{\theta}_n=0,5$ ;  $\varepsilon_0=1$ ;  $\psi=0,0021$ ;  $\Psi_n=0,2$ ;  $b_n=390$ ;  $\varepsilon_1=0,75$ ;  $\varepsilon_2=1,333$ ;  $\bar{p}_{R1}=0,0315717$ ;  $\bar{p}_{R2}=0,03420206$ ;  $\bar{\beta}=0,0881$ ;  $\alpha_n^*=0,000233434$ ;  $\alpha_m^*=0,015746$ ;  $\bar{t}_0=\bar{T}_a=\bar{T}_{a1}=\bar{T}_{a2}=\bar{T}_{a3}=\bar{T}_{a4}=0$ ;  $Re=20$ ;  $Re=9635$ ;  $Re_n=5356$ ;  $Re_d=26781$ ;  $Nu_{nR1}=Nu_{nR2}=Nu_{n\varphi0}=Nu_{n\theta n}=Nu_{nHn}=0,15$ .

Как правило, относительная толщина упорного диска в конструкции упорных подшипников составляет  $\Psi_d=1$ , т. е. толщина диска равна длине подушки с МПК по среднему радиусу подшипника. При этом числа Нуссельта на тыльной поверхности упорного диска  $Nu_{y0}$  и на радиальных поверхностях  $Nu_{R1}$  и  $Nu_{R2}$

находятся в промежутке  $0,05 \dots 1,5$  [168, 304, 306]. Как видно из рисунка 6.19, максимальная несущая способность упорного подшипника возникает при  $\chi=0$ , когда уравнения Рейнольдса (3.33) и энергии (3.37), Том 1, решаются отдельно друг от друга, а смазка принимает изовязкостные свойства ( $\mu = \text{const}$ ). При этом из-за постоянства вязкости смазки коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  не изменяется, хотя максимальные температуры смазки  $\bar{t}_m$  и диска  $\bar{T}_{op}$  постепенно понижаются (рисунок 6.20). При учете зависимости вязкости смазки от температуры при  $\chi=0,125$  на основе численной реализации трехмерной тепловой задачи коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  существенно уменьшается за счет вязкого сдвига слоев смазки и изменения вязкости как по толщине, так и поперек и по направлению вращения диска: при  $Nu_{y0}=0,5$  снижение составляет в  $0,59430404/0,3377928=1,76$  раза. Дальнейшее увеличение вязкостно-температурного параметра до  $\chi=0,5$  приводит также к резкому снижению характеристик подшипника (коэффициент  $\bar{P}$  понижается в  $0,45606997/0,3377928=1,35$  раза). Следовательно, зависимость изменения коэффициента  $\bar{P}$  при равных интервалах  $\Delta\chi$  носит существенно нелинейный характер.

Увеличение толщины упорного диска до  $\Psi_d=1$  и при учете зависимости вязкости смазки от температуры  $\chi \neq 0$  и возрастании  $Nu_{y0}$  наименее заметно сказывается на изменение коэффициентов  $\bar{P}$ ,  $\bar{N}$  (рисунок 6.19) и в большей степени на изменение температур  $\bar{t}_m$ ,  $\bar{T}_{op}$  (рисунок 6.20): при  $\Psi_d=0,1$  и  $\chi=0,125$  максимальная температура смазки снижается на  $(14,327-11,2295) \cdot 100/14,327=21,62$  %, диска – на  $(3,89357-1,59415) \cdot 100/3,89357=59,06$  %. При том вблизи  $Nu_{y0}=0,75$  и при всех значениях  $\Psi_d$  имеется точка перестроения кривых рассматриваемых характеристик (рисунки 6.19, 6.20): в интервале  $0 \leq Nu_{y0} \leq 0,75$  из-за преобладания влияния теплообменных процессов со смазочным и пограничным слоями минимальные температуры возникают при относительно толстых дисках за счет возможности переноса теплоты с нагретых участков на относительно охлажденные; далее при  $Nu_{y0} > 0,75$  возрастает влияние охлаждения диска через внешние поверхности. Во втором случае максимальные температуры возникают при относительно толстых упорных дисках из-за увеличения термического сопротивления диска как

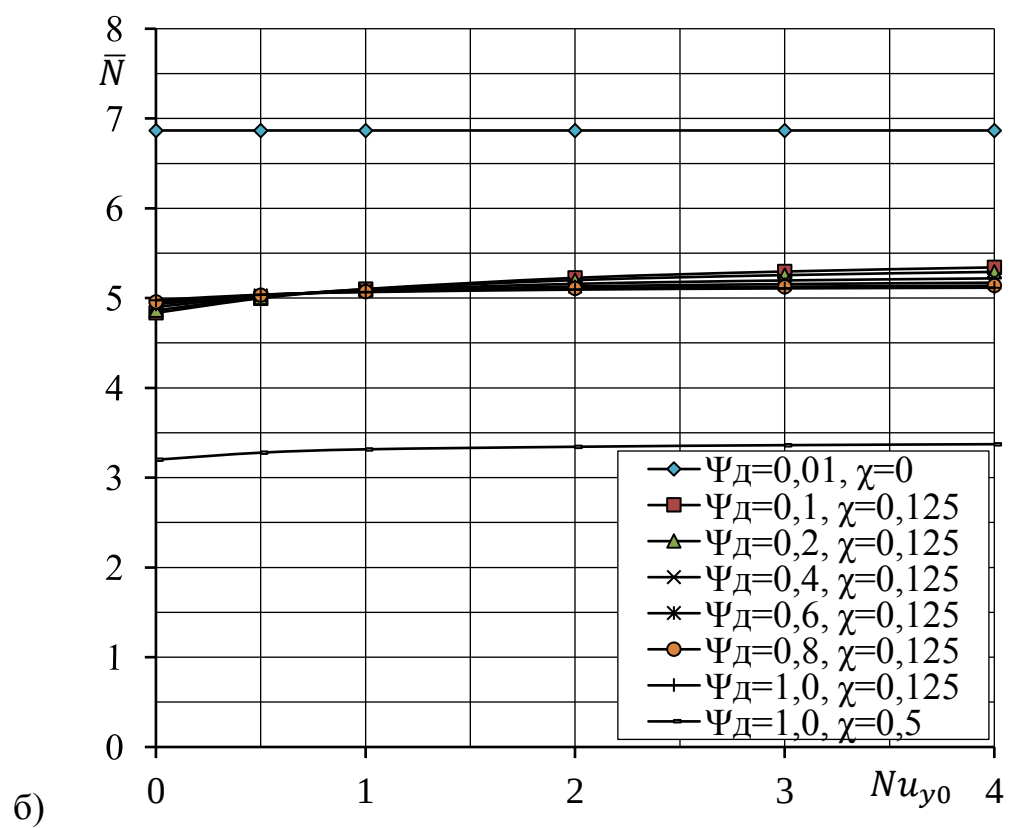
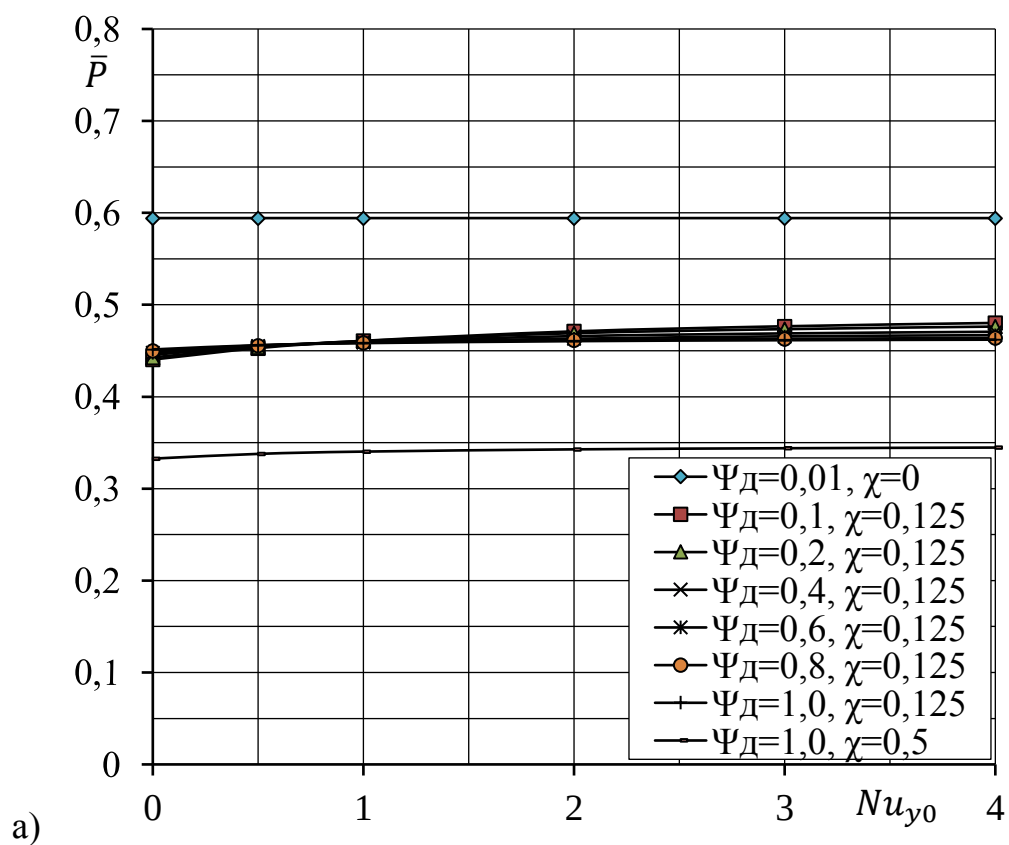


Рисунок 6.19 – Зависимости коэффициентов несущей способности  $\bar{P}$  (а) и потерь мощности на трение  $\bar{N}$  (б) при разных параметрах  $\Psi_d$  и  $\chi$  от числа Нуссельта  $Nu_{y0}$



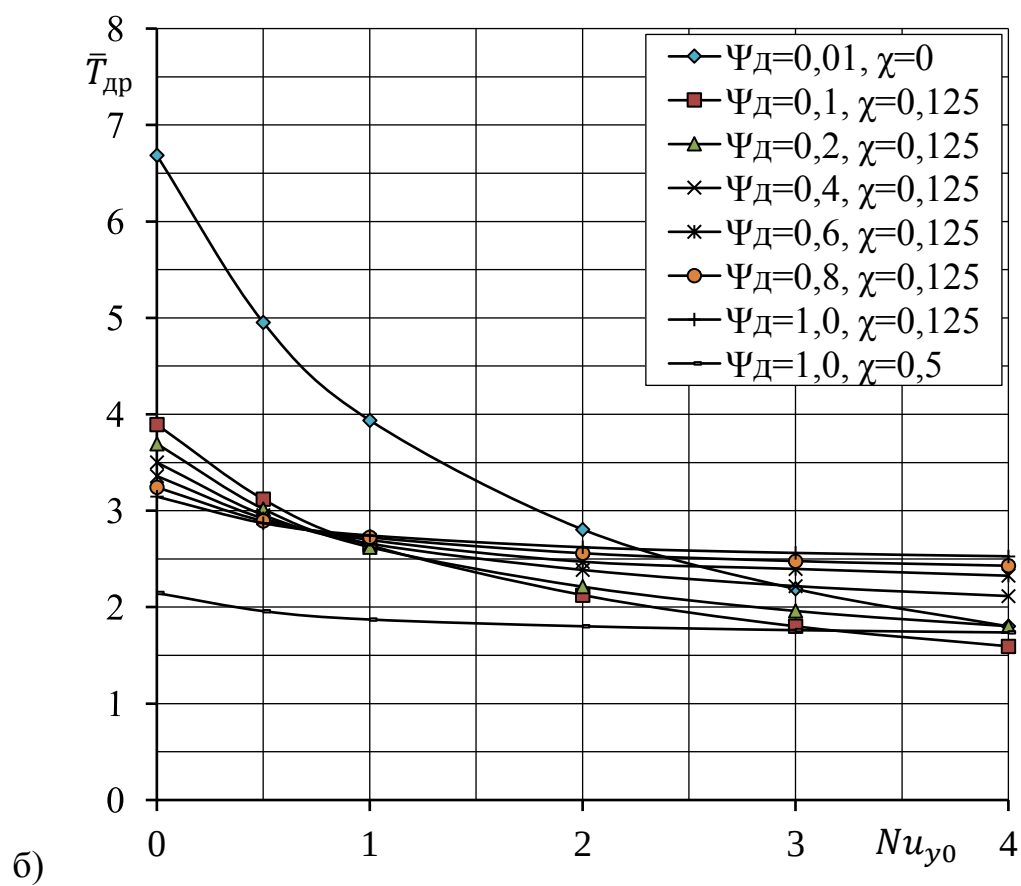
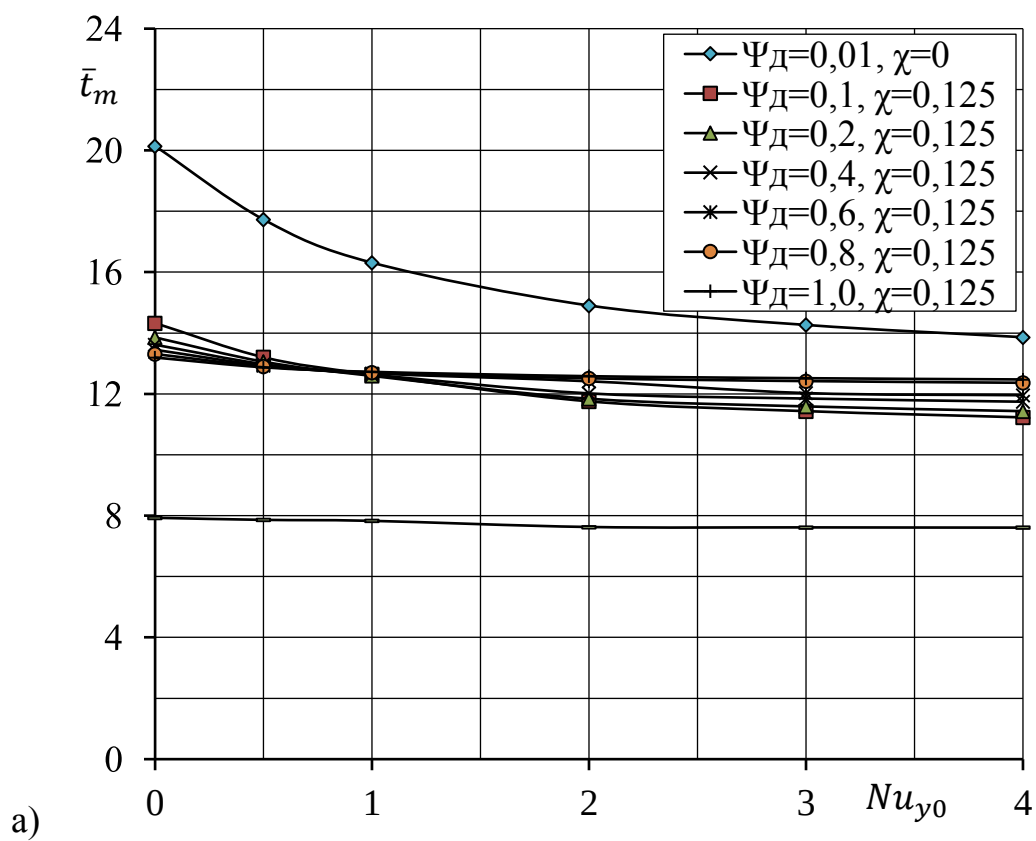


Рисунок 6.20 – Зависимости максимальных температур  $\bar{t}_m$  (а) и  $\bar{T}_{др}$  (б) при разных параметрах  $\Psi_d$  и  $\chi$  и от числа Нуссельта  $Nu_{y0}$

плоскопараллельной стенки  $H_d/\lambda_d$  с возрастанием  $\Psi_d$  и, следовательно, ухудшения условий охлаждения. В итоге уменьшение плотности теплового потока приводит к возрастанию температурного уровня смазочного и пограничного слоев. Этим также можно объяснить повышенную несущую способность и низкие температуры упорного диска и смазочного слоя насос-подшипника Трифонова Е. В., описанного в работе [163], для которого характерны охлаждение упорного диска и близость охлаждающего потока масла к рабочей поверхности диска. В целом с увеличением  $\Psi_d$  и  $Nu_{y0}$  влияние изменения уменьшается, и кривые характеристик стремятся к горизонтальному положению (особенно при повышенных значениях параметра  $\chi$ ). Влияние чисел Нуссельта  $Nu_{R1}$ ,  $Nu_{R2}$  и относительной теплопроводности материала  $b_d$  диска на характеристики упорного подшипника незначительно.

Интенсификация процесса теплообмена диска с окружающей средой с помощью увеличения чисел  $Nu_{y0}$ ,  $Nu_{R1}$ ,  $Nu_{R2}$  приводит к некоторому возрастанию коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  подшипника и существенному снижению его температурного уровня  $\bar{t}_m$ ,  $\bar{T}_{op}$ . Однако повышение чисел Нуссельта в реальных конструкциях подшипников до значений выше 2-ух трудно выполнимо, а уменьшение оптимальной  $\Psi_d$  можно достичь на практике применением упорного диска составной конструкции.

## 6.6 Анализ влияния межподушечного канала

Как было отмечено ранее, теплообменные процессы при смешивании потоков смазки и распространения тепла в области межподушечного канала упорного подшипника вблизи рабочей поверхности упорного диска (рисунок 6.21) играют определяющую роль в установлении теплового состояния рабочего режима подшипника скольжения. Поток смазки  $Q_{\varphi=\theta n}$ , увлекаемый под действием вращения рабочей стенки упорного диска с высокой окружной скоростью  $\omega$ , смешивается с потоком свежей смазки  $Q_{mk}$ , которая поступает в пограничный слой под напором от масляного насоса системы смазки компрессорной установки между стенок соседних подушек. Таким образом, в области пограничного слоя МПК происходит



смешивание двух потоков смазки: «холодной» смазки с постоянной температурой  $t_0$  от линии питания маслосистемы и горячей отработанной смазки с предыдущей подушки с распределением температур при  $\varphi = \theta_n$ , в результате чего формируется распределение температур на входе в последующую подушку при  $\varphi = 0$  потока  $Q_{\varphi=0}$  (см. рисунки 3.5, 3.6, Том 1). Подача смазки в МПК также необходима для компенсации потерь смазки при работе подушки упорного подшипника за счет боковых утечек рабочей поверхности подушки.

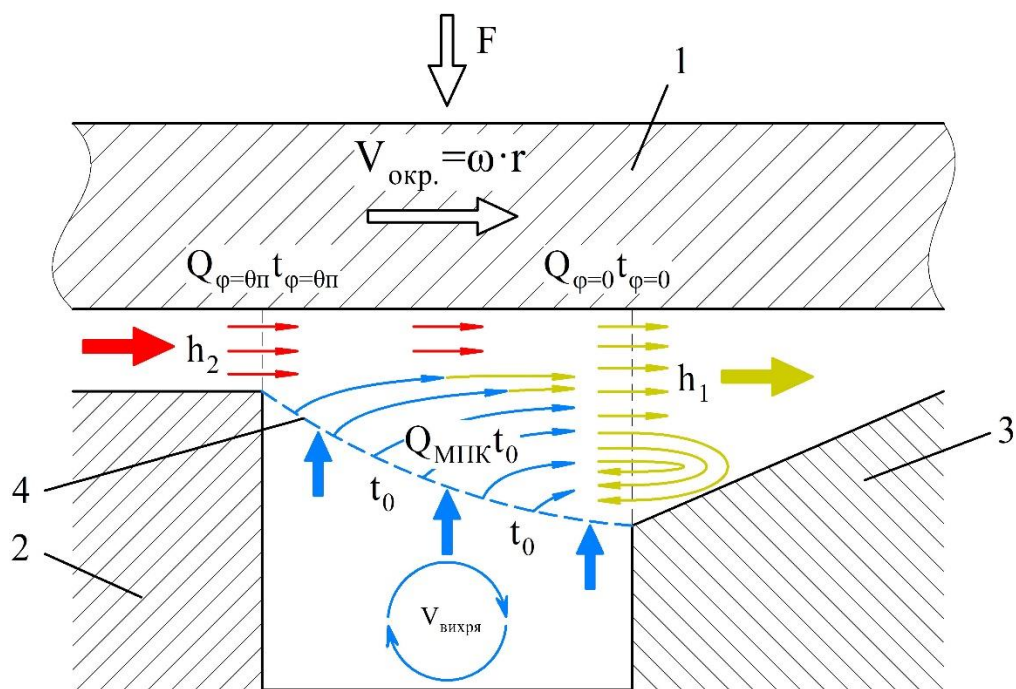


Рисунок 6.21 – Смешивание потоков смазки в пограничном слое МПК упорного подшипника: 1 – диск, 2, 3 – предыдущая и последующая подушки, 4 – условная граница погранслоя МПК,  $F$  – осевая нагрузка

С этой точки зрения при расчете на практике необходимо внимательно выбирать протяженность межподушечного канала  $(1 - \bar{\theta}_n)$ , особенно когда при расчете стремятся увеличить несущую площадь упорного подшипника путем увеличения ее площади за счет увеличения длины  $\lambda \rightarrow 1$  или протяженности подушки  $\bar{\theta}_n \rightarrow 1$ , но при этом снижают теплоприток с пониженной температурой  $t_0$  через пограничный слой МПК и, следовательно, непосредственно несущую способность подшипника, что также приводит к увеличению максимальной температуры  $t_m$ . Разработанная программа Sm2px3Tхт [275] учитывает указанные совместно протекаемые тепло- и массообменные процессы в смазке и твердых телах

упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками. Учитывая вышеизложенное, представляет интерес провести ограниченный вариант численных исследований изменения основных характеристик упорного подшипника при изменении геометрических размеров межподушечного канала и режимного параметра. Также необходимо сравнить результаты исследований с ранее разработанной программой расчетов Sm2px2T [307].

Следует отметить, что применяемая форма зазора с параллельным МПК скосом имеет геометрическую особенность, определенную в работе [169]: при бесконечном уменьшении относительной ширины подушки  $\sigma \rightarrow 0$ , когда секторная подушка в плане превращается в классическую прямоугольную, и в случае отбрасывания температурных деформаций рабочей поверхности форма зазора для поверхности подушки при  $0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n$  принимает постоянное число, определяемое относительной клиновидностью  $\varepsilon_0$ :

$$\lim_{\sigma \rightarrow 0} \bar{h} = \lim_{\sigma \rightarrow 0} (1 + \varepsilon_0 (1 - \frac{(\sigma \bar{r} + 1) \sin(\sigma \lambda \bar{\varphi})}{\bar{\eta}_k})) = 1 + \varepsilon_0 = const. \quad (6.1)$$

При задании ширины клинового скоса необходимо ограничиваться предельной величиной ширины клинового скоса для формы зазора с параллельным МПК скосом, при которой скос вырождается [169]:

$$\eta_{k,пред} = R_2 \sin \theta_n \text{ или } \bar{\eta}_{k,пад} = (1 - \sigma) \sin(\bar{\theta}_n \sigma \lambda). \quad (6.2)$$

Вначале проведены численные исследования для описания влияния относительной клиновидности  $\varepsilon_0$ , угловой протяженности  $\bar{\theta}_n$  и режимного параметра  $\chi$  на выходные характеристики упорного подшипника, в том числе путем сравнения с результатами расчетов программы Sm2px2T. Следует отметить, что в программе Sm2px2T для определения скорости  $\bar{V}_y$  питающей смазки МПК применено уравнение неразрывности [168, 169]. В программе Sm2px3Tхт скорость  $\bar{V}_y$  определяется на основе решения укороченного уравнения Навье-Стокса в направлении координаты  $\bar{y}$  (3.20) с граничными условиями (3.22) или (3.25), Том 1. Расчеты проведены при следующих исходных данных: профиль подушки – винтовая по-

верхность,  $\sigma=0,25$ ;  $\lambda=2$ ;  $\bar{\theta}_k=0,75$ ;  $\bar{\theta}_n=0,5$ ;  $\psi=0,0021$ ;  $\Psi_d=1$ ;  $b_d=390$ ;  $\Psi_n=0,2$ ;  $b_n=390$ ;  
 $\bar{p}_{R1}=0,0315717$ ;  $\bar{p}_{R2}=0,03420206$ ;  $\bar{\beta}=0,0881$ ;  $\alpha_n^*=0,000233434$ ;  $\alpha_m^*=0,015746$ ;  
 $\bar{t}_0=\bar{T}_a=\bar{T}_{a1}=\bar{T}_{a2}=\bar{T}_{a3}=\bar{T}_{a4}=0$ ;  $Re=20$ ;  $Pe=9635$ ;  $Pe_n=5356$ ;  $Pe_d=26781$ ;  
 $Nu_{nR1}=Nu_{nR2}=Nu_{n\varphi 0}=Nu_{n\theta n}=Nu_{nHn}=0,15$ ;  $Nu_{dR1}=Nu_{dR2}=Nu_{dy0}=0,25$ .

Как видно из рисунка 6.22а, при увеличении относительной клиновидности  $\varepsilon_0$  коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  непрерывно возрастает за счет увеличения конфузурности рабочего зазора и объема поступающей свежей смазки с пониженной вязкостью из МПК в пограничный слой. Замедление увеличения, по-видимому, объясняется увеличивающимися боковыми утечками из смазочного слоя  $\bar{Q}_{r=R_1}$  и  $\bar{Q}_{r=R_2}$ . При достижении максимального значения коэффициента  $\bar{P}$  температурный режим работы подшипника резко возрастает, происходит перегрев, и численный процесс программы перестает сходиться. Из-за этого отсутствует убывающая кривая несущей способности в отличие от результатов расчета программы Sm2px2T [168, 169]. По-видимому, это может быть связано с уменьшением высоты зазора  $h_2$  до достижения предельного значения при увеличении величины  $\varepsilon_0=(h_1-h_2)/h_2$ . На величину клиновидности  $\varepsilon_{0onm}$ , при которой коэффициент  $\bar{P}$  принимает максимальное значение, влияет величина угловой протяженности подушки  $\bar{\theta}_n$  с учетом параметра  $\chi$ . При малых значениях  $\bar{\theta}_n$  и увеличенном расходе свежей смазки из МПК численный процесс сходится на всем рассматриваемом интервале  $\varepsilon_0$ ; дальнейшее увеличение угла охвата подушки  $\bar{\theta}_n$  и площади рабочей поверхности приводит к остановке численного процесса и уменьшению  $\varepsilon_{0onm}$  с 2,0...2,2 до 1,7. На величину оптимума  $\varepsilon_{0onm}$  также влияет обобщенный параметр  $\chi$ , например, при  $\bar{\theta}_n=0,9$  и  $\chi=0,125$  клиновидность равна  $\varepsilon_{0onm}=2,2$ ; более жидкая смазка при  $\bar{\theta}_n=0,9$  и  $\chi=0,3$  таким же образом смещает оптимум в сторону уменьшения  $\varepsilon_{0onm}=1,7$ . Также из рисунка 6.22а можно заметить влияние на коэффициент  $\bar{P}$  граничных условий  $\bar{p}_{R1}$  и  $\bar{p}_{R2}$ : разница между нулевыми и числовыми значениями граничных условий составляет постоянную

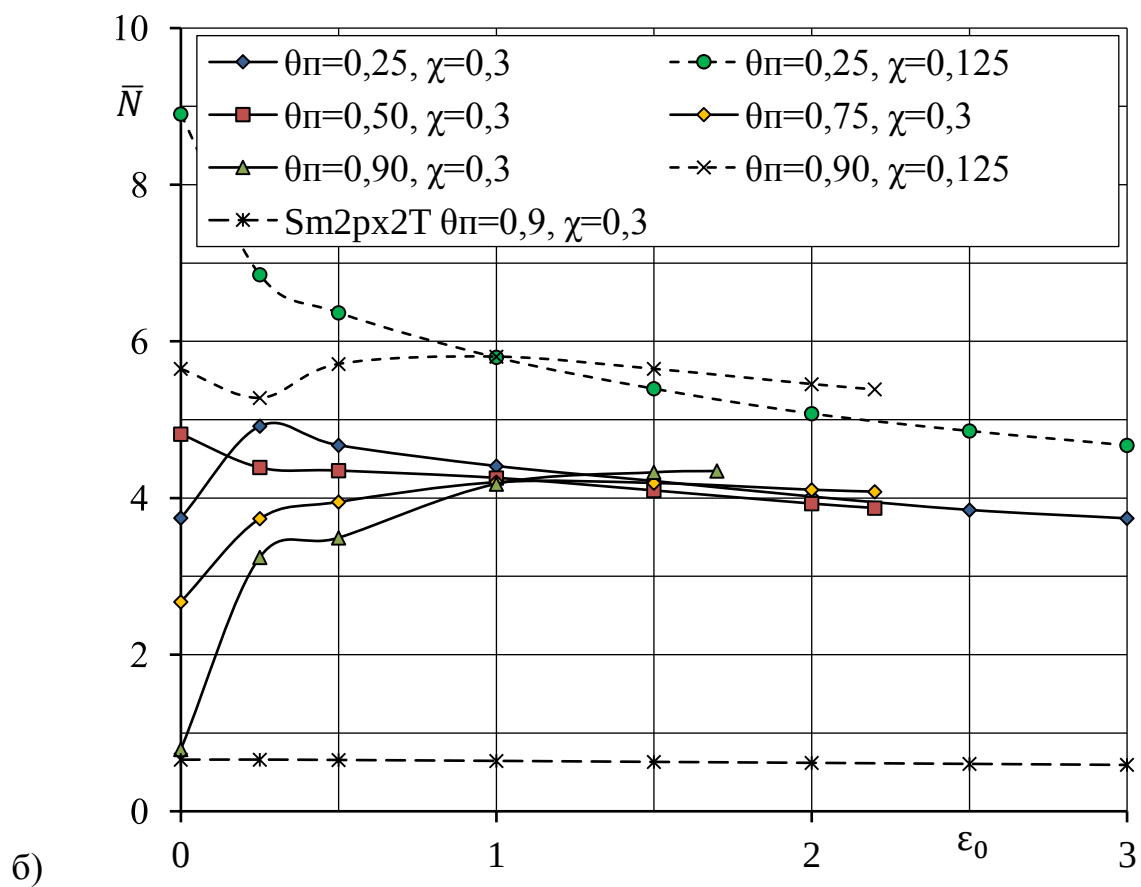
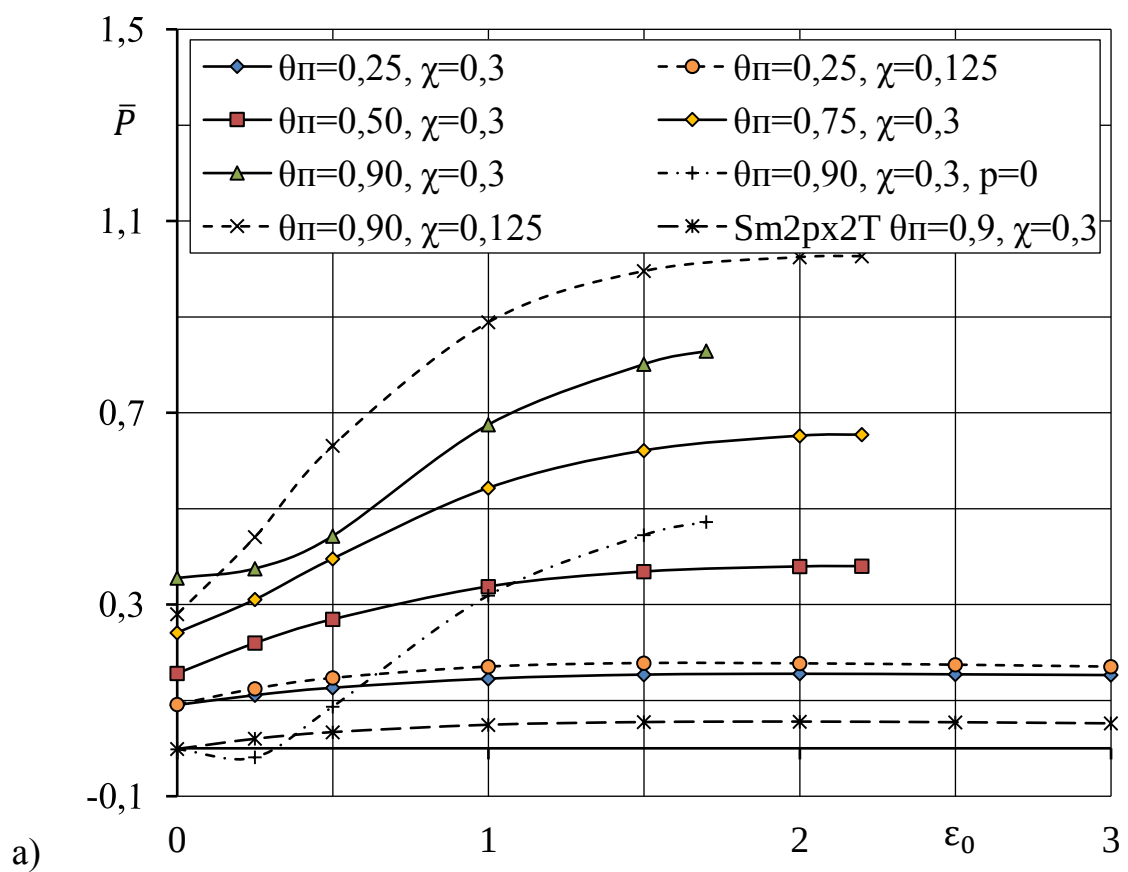


Рисунок 6.22 – Зависимости коэффициентов несущей способности  $\bar{P}$  (а) и потерь мощности на трение  $\bar{N}$  (б) при разных параметрах  $\theta_n$  и  $\chi$  от относительной клиновидности  $\epsilon_0$

величину, например, при  $\bar{\theta}_n=0,9$  равна  $\Delta\bar{P}=0,356558$ . При этом пониженные значения  $\bar{P}$  образуются при нулевых граничных условиях, вплоть до образования отрицательной несущей способности  $\bar{P}=-0,018594567$ . С увеличением протяженности подушки  $\bar{\theta}_n$  увеличивается площадь опорной поверхности подушки подшипника, что приводит к возрастанию кривой несущей способности  $\bar{P}$ , не смотря на уменьшение угла охвата межподушечного канала  $(1-\bar{\theta}_n)$  и снижение площади подачи свежей смазки. Более жидкая смазка при  $\chi=0,3$  имеет пониженный коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  по сравнению с  $\chi=0,125$ , например, при  $\bar{\theta}_n=0,9$  и  $\varepsilon_0=1,5$  разница составляет  $\Delta\bar{P}=0,62688008$ . Стоит отметить, что в отличие от программы Sm2px2T [168, 169] за счет более подробной и обобщенной постановки тепловой задачи работы упорного подшипника и трехмерного распространения теплоты в областях  $\bar{L}_2$ ,  $\bar{L}_3$ ,  $\bar{L}_4$ . программа Sm2px3Txt воспринимает значительно меньшие значения параметра  $\chi \leq 0,5$ , учитывающего изменение вязкости рабочей жидкости от температуры, что в целом соответствует характеристикам реальных компрессорных масел. Это же относится и к рассчитываемым значениям относительной клиновидности  $\varepsilon_0$ .

При малых значениях относительной клиновидности  $0 \leq \varepsilon_0 \leq 0,5$  при переходе от плоскопараллельной подушки к плоскоплиновой происходит перестройка течения смазки, когда течение жидкости меняется от плоского к конфузорному по длине канала упорного подшипника с увеличением координаты  $\bar{\varphi}$ . При этом начальное значение коэффициента  $\bar{P}$  отлично от нуля и определяется в большей степени температурными деформациями подушки. Разброс значений коэффициента  $\bar{P}$  при  $\varepsilon_0=0$  и разных  $\bar{\theta}_n$  более широкий, чем по программе Sm2px2T, а кривые коэффициента  $\bar{P}$  не выходят из одной точки [168, 169].

Максимальная безразмерная температура смазочного слоя  $\bar{t}_m$  (рисунок 6.23а) при малых значениях  $\bar{\theta}_n$  и повышенном значении  $\chi=0,3$  с увеличением  $\varepsilon_0$  в процессе перестройки течения смазки резко возрастает, образуя некоторый повышенный экстремум температуры  $\bar{t}_m$  при  $\varepsilon_0=0,5$ . Далее с увеличением  $\varepsilon_0$

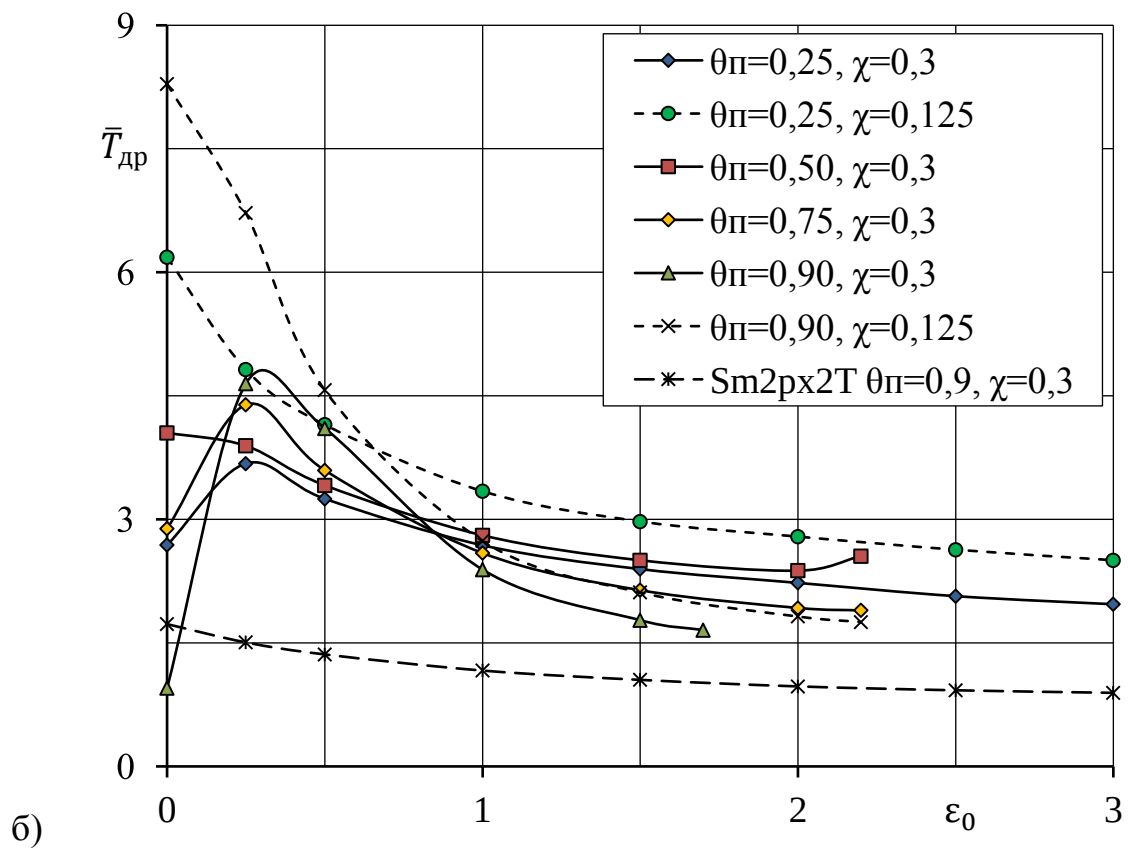
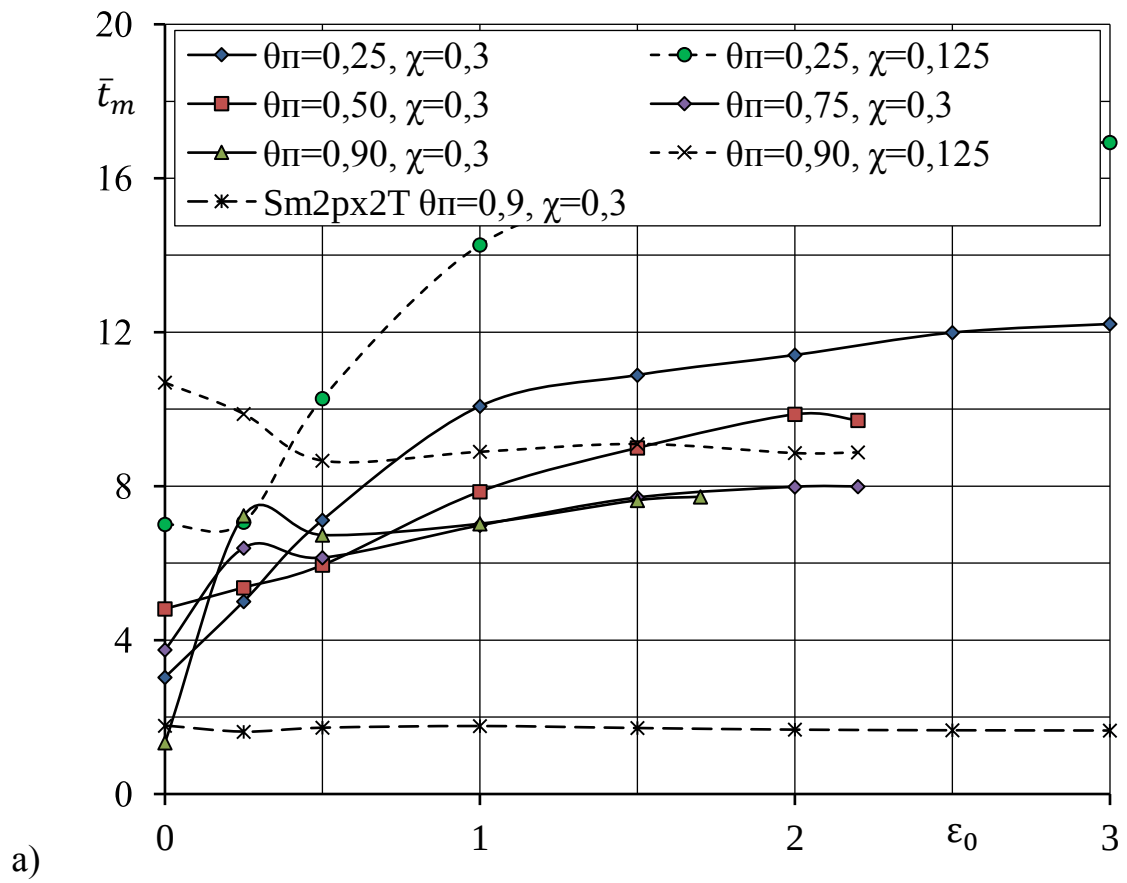


Рисунок 6.23 – Зависимости максимальных температур  $\bar{t}_m$  (а) и  $\bar{T}_{др}$  (б) при разных параметрах  $\bar{\theta}_n$  и  $\chi$  от относительной клиновидности  $\epsilon_0$

температура  $\bar{t}_m$  постоянно возрастает с некоторым замедлением в отличие от программы Sm2px2T [168, 169]. При пониженном значении  $\chi=0,125$  и густой смазке подобный локальный экстремум  $\bar{t}_m$  не имеется, и в целом кривая температуры  $\bar{t}_m$  имеет более горизонтальный (пологий) вид, особенно при больших  $\bar{\theta}_n$ . Увеличение максимума температуры  $\bar{t}_m$  с увеличением клиновидности  $\varepsilon_0$  может быть объяснено возрастающим объемом поступающей в зазор смазки за счет увеличивающейся конфузорности и, соответственно, возрастающим вязким относительным трением слоев смазки, при котором механическая энергия преобразуется в теплоту за счет вязкого сдвига при диссипации смазки, а также возникновением локальных застойных вихревых зон в смазочном слое, приводящих к местному дополнительному нагреву [168, 263]. Также на нагреве сказывается возрастающий эффект торможения неподвижной поверхностью подушки набегающей смазки. С увеличением угловой протяженности подушки  $\bar{\theta}_n$  возрастают боковые утечки смазки и сама площадь подушки, отводящие нагретую смазку из смазочного слоя путем конвекции и через объем твердого тела подушки. С учетом зависимости вязкости смазки от температуры при  $\chi \neq 0$  это приводит к более низкой температуре  $\bar{t}_m$  при повышенных  $\bar{\theta}_n$ , не смотря на уменьшение угловой протяженности межподушечного канала  $(1-\bar{\theta}_n)$  и, следовательно, поступления охлажденной смазки в пограничный слой. Например, температура  $\bar{t}_m$  при  $\varepsilon_0=1,5$  и  $\bar{\theta}_n=0,5$  выше температуры при  $\bar{\theta}_n=0,75$  на  $(8,99384-7,70543) \cdot 100/7,70543=16,7$  %, а при  $\bar{\theta}_n=0,75$  и  $0,9$  кривые  $\bar{t}_m$  практически сходятся в единую кривую. Из-за особенностей температурного режима и численного процесса температура  $\bar{t}_m$  достигает максимального значения при оптимальной клиновидности  $\varepsilon_{0opt}$ , и далее расчет останавливается из-за повышенных температурных эффектов (это также можно наблюдать на рисунке 6.25б для изовязкой смазки при  $\chi=0$ ). За счет повышенного вязкого сдвига слоев смазки температура  $\bar{t}_m$  при малом значении  $\chi=0,125$  и густой смазке принимает повышенные значения, например, при  $\varepsilon_0=1,5$  и  $\bar{\theta}_n=0,9$  температура при  $\chi=0,125$  выше на  $(9,09585-7,63285) \cdot 100/7,63285=19,2$  %, чем при  $\chi=0,3$ .

Более густая смазка при  $\chi=0,125$  из-за повышенного трения приводит также к увеличенным потерям мощности (рисунок 6.22б). При этом при одинаковом параметре  $\chi=0,3$  кривые коэффициента  $\bar{N}$  после перестройки течения практически сходятся в единую горизонтальную линию с незначительным снижением.

Максимальная безразмерная температура упорного диска  $\bar{T}_{\partial p}$  (рисунок 6.23б), участвующего в сложных теплообменных процессах смешивания смазки в МПК и различных по температурному уровню участках подушки, при увеличении  $\varepsilon_0$  также в процессе перестройки течения смазки резко возрастает, образуя некоторый максимум температуры  $\bar{T}_{\partial p}$  при  $\varepsilon_0=0,5$ . Далее в процессе увеличения поступления свежей смазки из МПК в пограничный слой и на вход в следующую подушку при увеличении клиновидности подушки  $\varepsilon_0$  кривые монотонно снижаются с некоторым замедлением до достижения оптимума  $\varepsilon_{0opt}$ . При этом с увеличением протяжности подушки  $\bar{\theta}_n$  это снижение происходит более интенсивно, не смотря на уменьшение протяженности МПК. Например, на границе расчета при  $\varepsilon_0=1,5$  и  $\bar{\theta}_n=0,9$  температура  $\bar{T}_{\partial p}$  ниже на  $(2,11255-1,77578) \cdot 100 / 1,77578 = 18,96 \%$ , чем при  $\bar{\theta}_n=0,75$ .

Боковое истечение смазки из смазочного слоя подушки, приводящее при увеличении  $\bar{\theta}_n$  к снижению общего температурного уровня, в том числе локальной температуры  $\bar{t}_m$ , и, следовательно, повышающее несущую способность подшипника, имеет обратный эффект при увеличении относительной длины элемента периодичности  $\lambda$  (подушка с МПК), наглядно показанный на рисунке 6.24. С увеличением параметра  $\lambda$  и при сохранении относительных угловой протяженности  $\bar{\theta}_n=0,5$  и кривизны  $\sigma=0,25$  подушки происходит фактически увеличение угловой протяженности  $\theta$  (растяжение) элемента периодичности: увеличение площади единичной подушки и протяженности МПК, но за счет уменьшения общей занимаемой рабочей площади всех подушек и снижение числа подушек  $z$  упорного подшипника (происходит уменьшение коэффициента заполнения подшипника). Последнее в совокупности с увеличением истечения смазки через боковые грани



смазочного слоя приводит к существенному снижению коэффициента несущей способности  $\bar{P}$ . Стоит добавить, что в пределах изменения  $\lambda = 1 \div \infty$  или  $1/\lambda = 0 \div 1$  коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  в зависимости от  $\lambda$  можно аппроксимировать формулой [119, 168, 169]

$$\bar{P} = 2 \frac{\bar{P}_{\lambda=2}}{\lambda}, \quad (6.3)$$

где  $\bar{P}_{\lambda=2}$  – значение коэффициента  $\bar{P}$  при  $\lambda = 2$ .

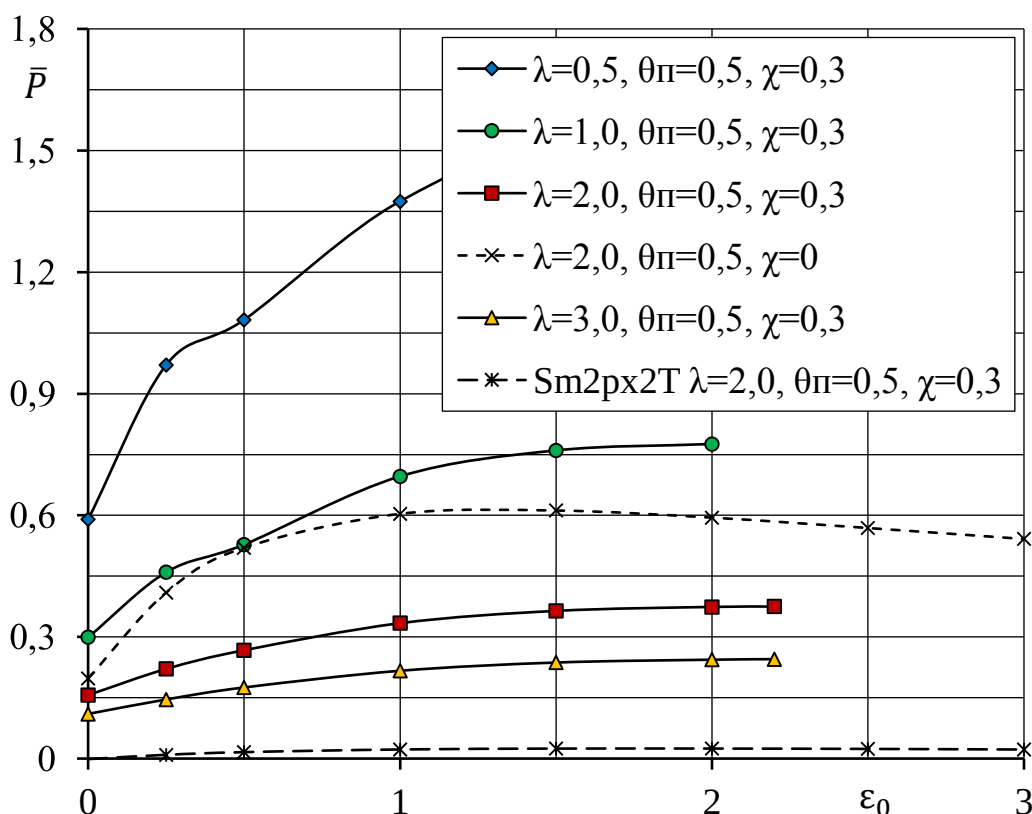


Рисунок 6.24 – Зависимости коэффициентов несущей способности  $\bar{P}$  при разных  $\lambda$  от относительной клиновидности  $\epsilon_0$

Далее проведены расчеты для определения зависимости коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  и температуры  $\bar{t}_m$  от относительной клиновидности  $\epsilon_0$  при различных значениях рабочего параметра  $\chi$ . Данные расчеты в отличие от предыдущих исследований проведены со следующими изменениями в исходных данных: переменной величиной становится параметр  $\chi$ , угол охвата подушки равен  $\bar{\theta}_n = 0,5$ .

Как видно из графиков рисунка 6.25а, только для изовязкой смазки (при  $\chi=0$ ) расчет происходит на всем рассматриваемом интервале  $\epsilon_0$ , когда уравнения

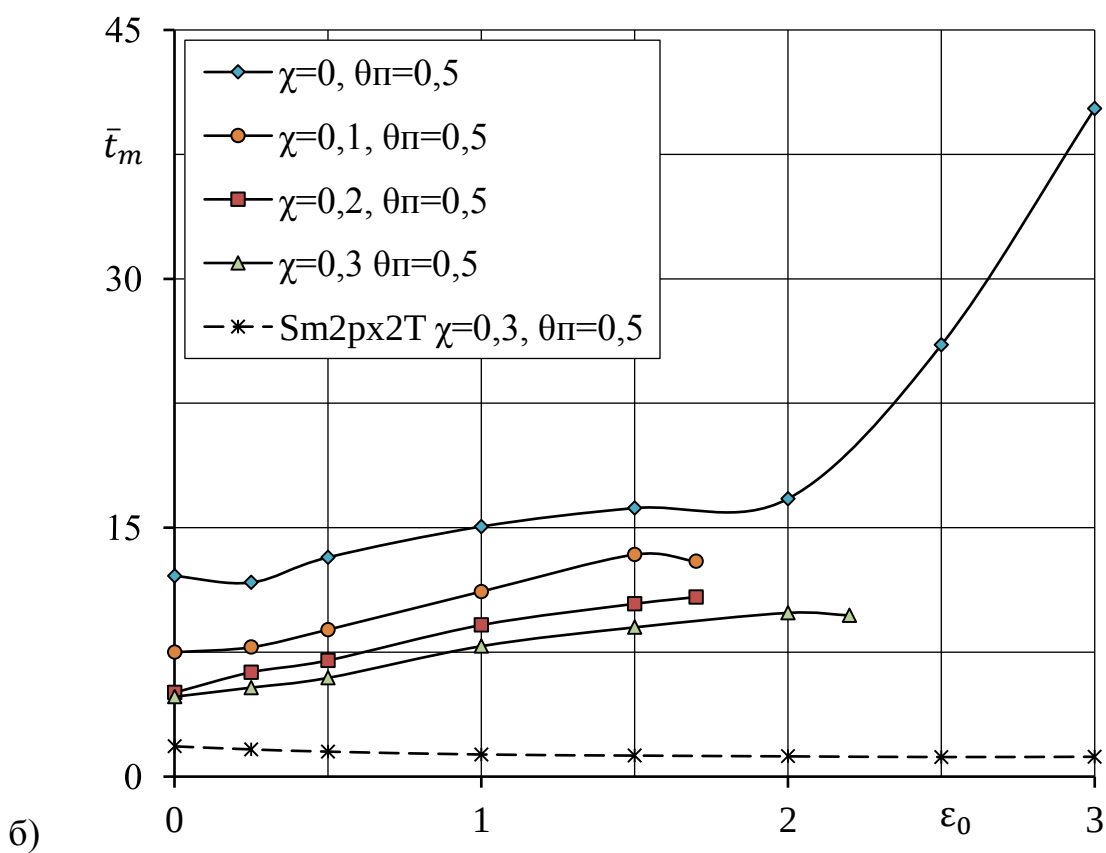
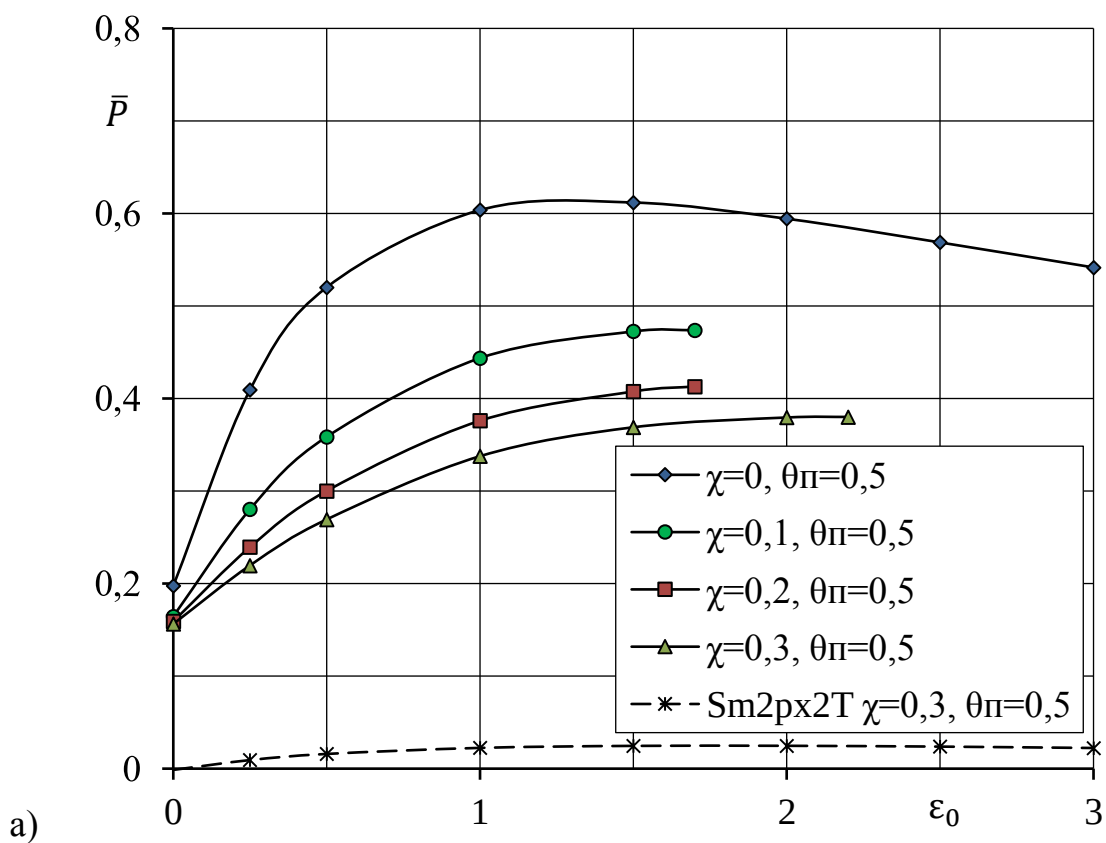


Рисунок 6.25 – Зависимости коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  (а) и максимальной температуры  $\bar{t}_m$  (б) при разном параметре  $\chi$  от относительной клиновидности  $\varepsilon_0$

Рейнольдса (3.33) и энергии (3.37), Том 1, рассчитываются отдельно и между собой не связаны через физический параметр вязкости ( $\mu = const$ ). При этом коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  при изовязкой смазке максимален. Таким же образом возникает оптимальная величина клиновидности  $\varepsilon_{0onm}$ , максимизирующая коэффициент  $\bar{P}$ , с отсутствием убывающей кривой коэффициента несущей способности при  $\chi \neq 0$ . С увеличением степени изменения вязкости смазки от температуры  $\chi$  происходит снижение вязкости, и, соответственно, кривая коэффициента  $\bar{P}$  понижается, а также увеличиваются боковые утечки  $\bar{Q}_{r=R_2}$  и  $\bar{Q}_{r=R_1}$  для более жидкой смазки. С возрастанием параметра  $\chi$  оптимум  $\varepsilon_{0onm}$  смещается в сторону увеличения с 1,7 до 2,2. Вследствие уменьшения тепловых выделений в смазочном и пограничном слоях из-за понижения вязкости с увеличением параметра  $\chi$  кривые максимальной температуры  $\bar{t}_m$  с увеличением относительной клиновидности  $\varepsilon_0$  снижаются (рисунок 6.25б). Например, температура  $\bar{t}_m$  при  $\varepsilon_0 = 1,5$  и  $\chi = 0,2$  выше на  $(10,4119 - 8,99385) \cdot 100 / 8,99385 = 15,8$  %, чем при  $\chi = 0,3$ . Расслоение изотерм температуры  $\bar{t}_m$  происходит изначально без пересечений кривых с увеличением  $\varepsilon_0$  с монотонным возрастанием максимальной температуры и стремлением к горизонтальной (пологой) прямой. Стоит добавить, что характеры изменения коэффициента потерь мощности  $\bar{N}$  и безразмерной максимальной температуры упорного диска  $\bar{T}_{op}$  при разных значениях параметра  $\chi$  являются схожими с увеличением  $\varepsilon_0$ : происходит монотонное снижение без возникновения локальных экстремумов и пересечения кривых. При этом максимальные значения и наклон кривой характеристик наблюдаются при изовязкой смазке (при  $\chi = 0$ ). Кривые коэффициента  $\bar{N}$  при больших  $\chi$  и повышенном нагреве смазки принимают практически горизонтальный вид, т. е. потери с увеличением  $\varepsilon_0$  практически не изменяются.

Далее определим зависимость коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  и температуры  $\bar{t}_m$  от угла охвата подушки  $\bar{\theta}_n$  при различных значениях рабочего параметра  $\chi$ . Отличия исходных данных от предыдущих расчетов следующие: пе-

ременными величинами считались параметры  $\chi$  и  $\bar{\theta}_n$ . Параметр  $\varepsilon_o$  задавался постоянным, равным 1,5.

Как видно из графиков рисунка 6.26а, с увеличением  $\bar{\theta}_n$  коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  непрерывно линейно увеличивается при всех значениях  $\chi$ . Наиболее заметно увеличение изовязкой жидкости при  $\chi=0$  из-за отсутствия тепловых выделений в несущем смазочном слое. При этом локальных максимумов не наблюдается, и коэффициент  $\bar{P}$  достигает максимального значения на границе измерения зависимости  $\bar{P} = f(\bar{\theta}_n)$ . В отличие от программы Sm2px2T [168, 169] по-другому представлен характер зависимости максимальной температуры  $\bar{t}_m$  от угловой протяженности  $\bar{\theta}_n$  (рисунок 6.26б): вначале температура линейно уменьшается до  $\bar{\theta}_n < 0,8$  из-за увеличения боковых утечек из смазочного слоя  $\bar{Q}_{r=R_1}$  и  $\bar{Q}_{r=R_2}$ , а далее при  $0,8 \leq \bar{\theta}_n \leq 0,9$  по мере уменьшения поступления свежей смазки из МПК в пограничный слой и уменьшения охлаждения температура выравнивается по горизонтали с уменьшением зависимости  $\bar{t}_m = f(\bar{\theta}_n)$ . При этом максимальный нагрев происходит при изовязкой смазке при  $\chi=0$ , а далее с увеличением  $\chi$  и понижением вязкости смазки кривые ограничивающей температуры  $\bar{t}_m$  снижаются из-за уменьшения тепловыделений при вязком трении. Например, температура  $\bar{t}_m$  при  $\bar{\theta}_n=0,8$  и  $\chi=0,3$  ниже на  $(8,43759-7,60209) \cdot 100/7,60209=10,99\%$ , чем при  $\chi=0,2$ . Пересечений кривых и локальных максимумов температуры  $\bar{t}_m$  при изменении параметра  $\chi$  не наблюдается, и характер изменения остается неизменным. Стоит добавить, что коэффициент потерь мощности  $\bar{N}$  с увеличением  $\bar{\theta}_n$  незначительно линейно возрастает, для которого, по-видимому, важны суммарные потери энергии смазочного и пограничного слоев, которые независимы от протяженности подушки при постоянной высоте зазора и вязкости. Безразмерная максимальная температура упорного диска  $\bar{T}_{op}$  с увеличением  $\bar{\theta}_n$  в отличие от программы Sm2px2T [168, 169] монотонно уменьшается с некоторым ускорением при больших значениях угла охвата. По-видимому, при малой протяженности

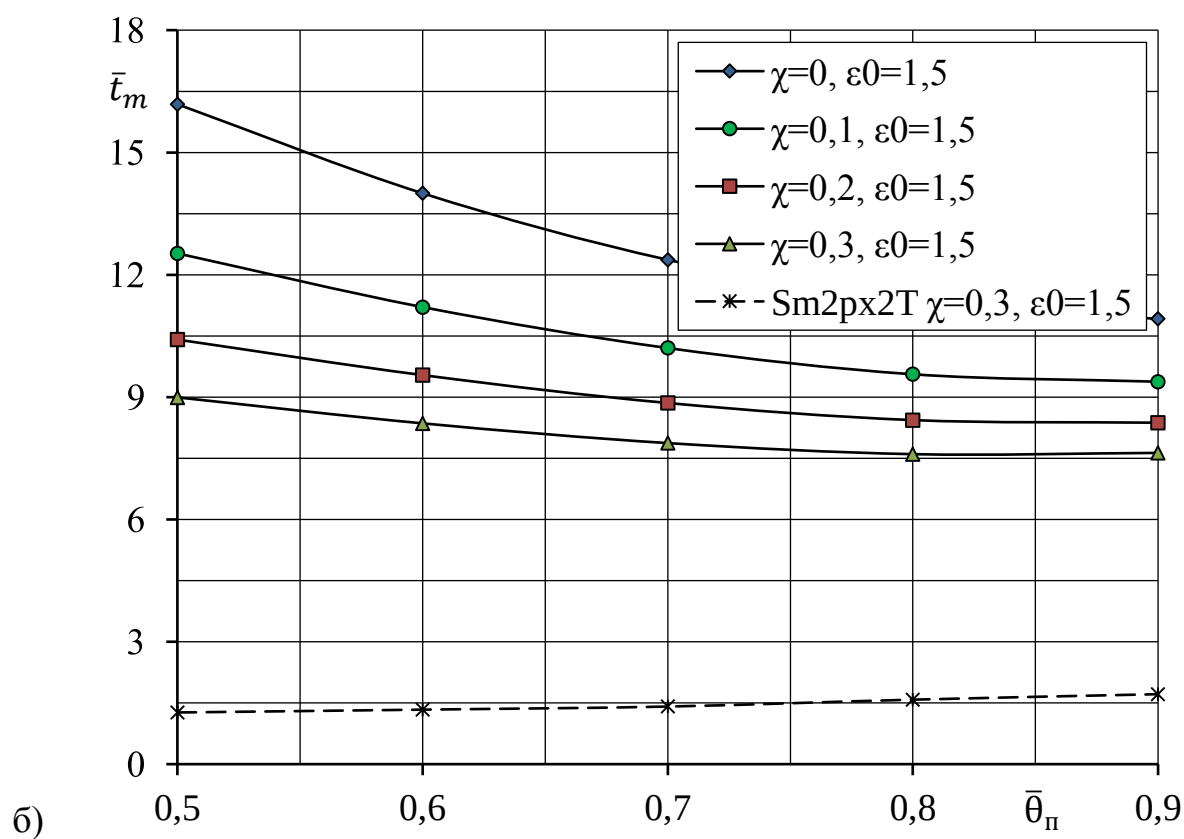
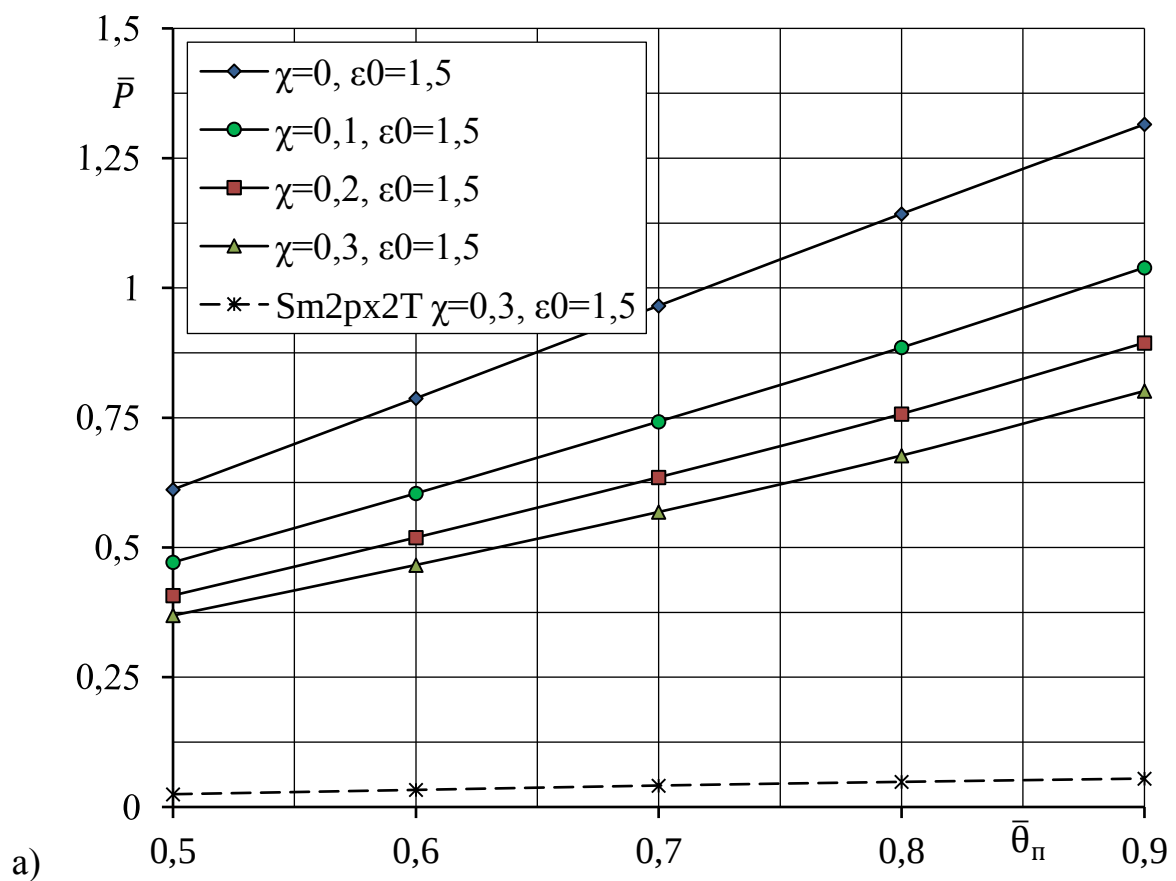


Рисунок 6.26 – Зависимости коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  (а) и максимальной температуры  $\bar{t}_m$  (б) при разном параметре  $\chi$  от угловой протяженности  $\bar{\theta}_n$

МПК ( $1 - \bar{\theta}_n$ ) для температуры рабочей поверхности диска при вращении приобретает большее значение уменьшение тепловыделений из-за убывающей вязкости и снижения вязкостного трения между слоями рабочей жидкости при диссипации смазки, нежели уменьшение поступление свежей смазки из МПК и охлаждения за счет смешивания перед входом в последующую подушку. Значения обеих величин  $\bar{N}$  и  $\bar{T}_{op}$  снижаются с увеличением параметра  $\chi$  и понижением вязкости в зависимости от температуры.

Как видно из рисунков 6.22-6.26, имеется существенная разница в значениях относительных величин, рассчитанных с помощью программ Sm2px2T и Sm2px3Tхт. По-видимому, это можно объяснить отличиями в численной реализации двух разработанных ПТУГД математических моделей [169, 308, 309]. Некоторые сравнительные выводы двух программ расчета были сделаны ранее на основе качественного сравнения. По этой причине дальнейшие исследования, направленные на количественное сравнение результатов расчета характеристик упорного подшипника ПТУГД теории в квазитрехмерной и трехмерной тепловой постановках, лежащих в основе предыдущей Sm2px2T [307] и последующей Sm2px3Tхт [275] программ расчета, необходимо провести в размерном виде.

В качестве исходных данных для программ расчета Sm2px2T и Sm2px3Tхт при численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» (таблица 6.2) [8, 301, 305, 310]. На условной границе пограничного слоя задавалась температура смазки в МПК, т. е.  $t = t_0$ . Использовались характеристики турбинных масел класса вязкости ISO VG 32: Тп-22С по ТУ 38.101821-2013 или Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92, а также класса вязкости ISO VG 46: Тп-30 по ГОСТ 9972-74.

Как видно из рисунка 6.27а, при использовании программы Sm2px3Tхт увеличение глубины скоса  $\delta_{ск}$  приводит к постепенному возрастанию несущей способности  $P$  без достижения пикового значения. Однако такое увеличение ограни-

чено объемом смазки, необходимым для создания гидродинамического давления. Излишнее увеличение скоса приводит к возрастанию боковых утечек смазки через внутреннюю при  $r = R_1$  и особенно внешнюю при  $r = R_2$  грани подушки, что «тормозит» дальнейшее увеличение  $P$ . При повышенных скосах также возможно образование вихрей возле входной кромки подушки при  $\varphi = 0$  непосредственно в смазочном слое [168, 263], что уменьшает рабочую область слоя и приводит к циркуляции нагретого объема смазки. Возрастание рабочей площади подушки при увеличении угловой протяженности  $\theta_n$  предсказуемо приводит к увеличению несущей способности. Например, при скосе  $\delta_{ск} = 0,05$  мм и последовательном изменении  $\bar{\theta}_n = \theta_n / \theta = \{0,25; 0,5; 0,75\}$  несущая способность  $P$  одинаково увеличивается на 783 Н. При этом при дальнейшем увеличении  $\theta_n$  на форме кривой  $P$

Таблица 6.2 – Исходные данные для размерного расчета

| № п.п. | Параметр                                                        | Обозначение и единица измерения              | Значения               |
|--------|-----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|------------------------|
| 1.     | Профиль рабочей поверхности подушки                             | Винтовая поверхность                         | -                      |
| 2.     | Частота вращения ротора                                         | $n$ , мин <sup>-1</sup>                      | 5000                   |
| 3.     | Внутренний диаметр                                              | $D_1$ , мм                                   | 70                     |
| 4.     | Внешний диаметр                                                 | $D_2$ , мм                                   | 115                    |
| 5.     | Количество подушек                                              | $z$                                          | 8                      |
| 6.     | Высота зазора                                                   | $h_2$ , мкм                                  | 50                     |
| 7.     | Угловая протяженность подушки                                   | $\theta_n$                                   | 38,8° или изменяется   |
| 8.     | Угловая протяженность скоса                                     | $\theta_k$                                   | $0,75 \cdot \theta_n$  |
| 9.     | Глубина скоса                                                   | $\delta_{ск}$ , мм                           | 0,05 мм или изменяется |
| 10.    | Толщина упорного диска                                          | $H_\partial$ , мм                            | 25                     |
| 11.    | Толщина подушки                                                 | $H_n$ , мм                                   | 5                      |
| 12.    | Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска | $\lambda_n = \lambda_\partial$ , Вт/(м·град) | 50                     |
| 13.    | Теплоемкость материала подушки и упорного диска                 | $c_n = c_\partial$ , Дж/(кг·град)            | 469                    |
| 14.    | Температура подачи смазки                                       | $t_0$ , °С                                   | 40                     |
| 15.    | Давление по краям подушки, абс.                                 | $p _r$ , МПа                                 | 0,24...0,26            |
| 16.    | Коэффициент теплоотдачи                                         | $\alpha_T$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·град)       | 300...500              |

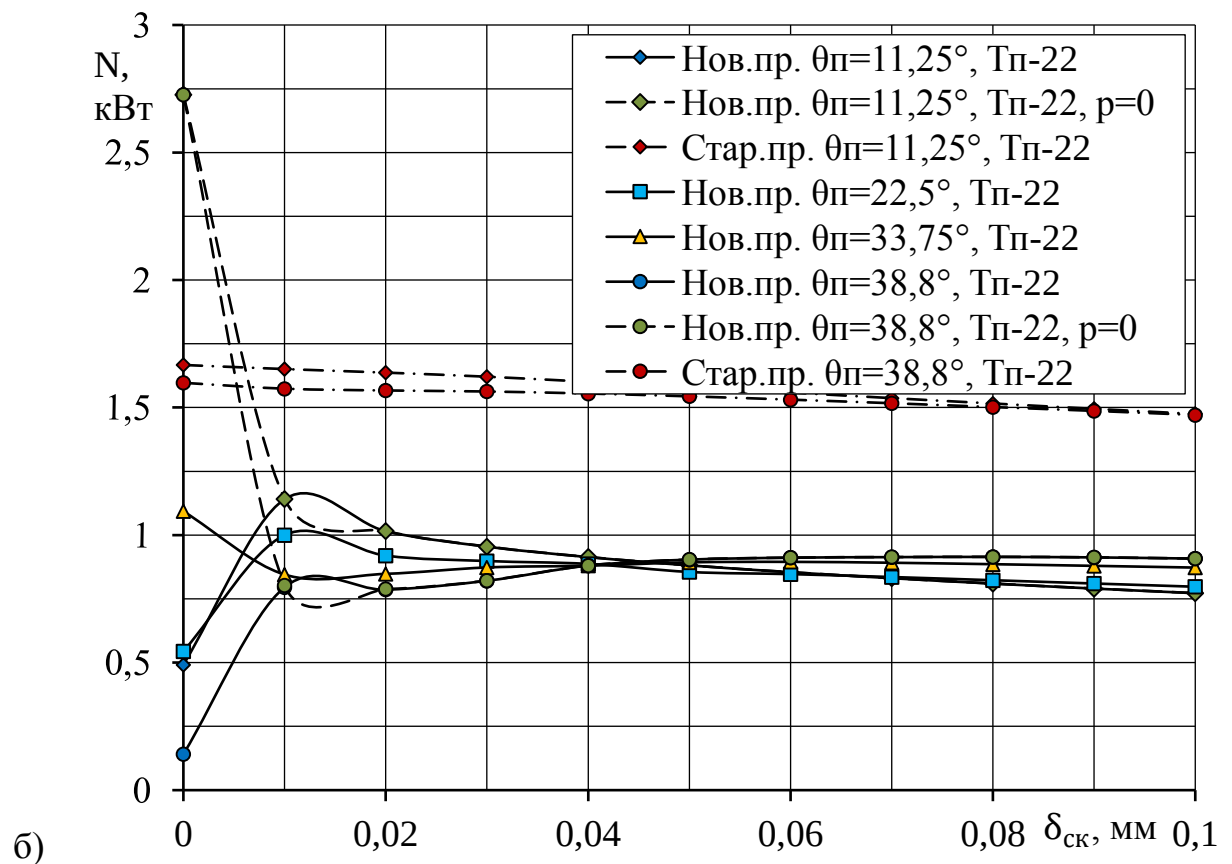
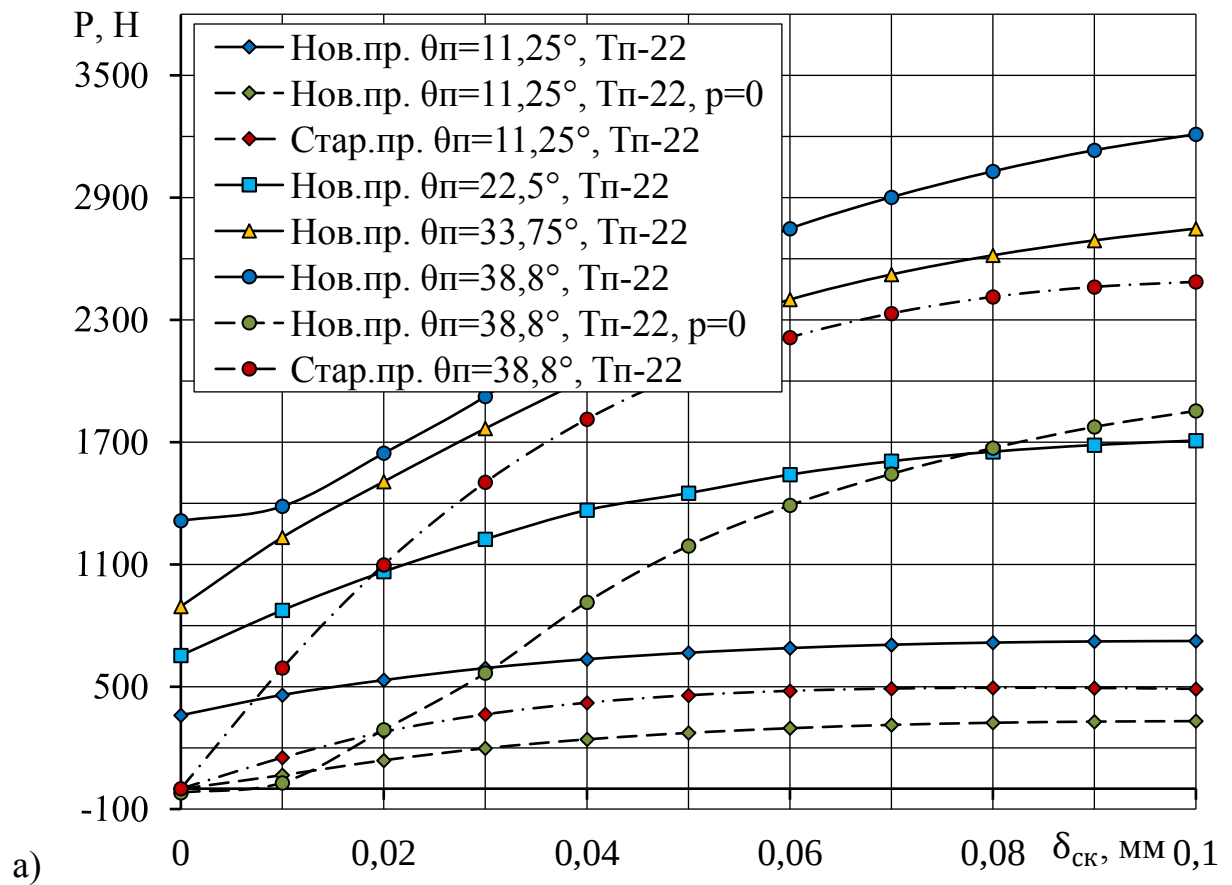


Рисунок 6.27 – Зависимость от скоса  $\delta_{ck}$  при разных  $\theta_n$  и граничных условиях  $p|_r$  :  
а – несущей способности  $P$  ; б – потерь мощности  $N$  ,  
нов. пр. – Sm2px3Tхт, стар. пр. – Sm2px2T [310]



сказывается уменьшение протяженности МПК ( $\theta - \theta_n$ ), снижение поступления свежей смазки с температурой  $t = t_0$  из внешней среды и ухудшение охлаждения за счет смешивания.

Сравнение программ расчета Sm2px2T и Sm2px3Tхт проведено при нулевом граничном условии  $p|_r = 0$  к уравнению Рейнольдса из-за невозможности первой изменять граничное давление подушки (принято из условия того, что давление на границе подушки много меньше давления внутри смазочного слоя [53]). Как видно из рисунка 6.27а, первоначально разница между значениями несущей способностями  $P$  двух программ увеличивается, однако при  $\delta_{ск} > 0,02$  мм эта арифметическая разница становится постоянной. Например, при  $\delta_{ск} = 0,05$  мм и  $\theta_n = 11,25^\circ$  несущая способность Sm2px2T выше на  $(458,3 - 273,49904) = 184,5$  Н или 67,6 %, а при  $\theta_n = 38,8^\circ$  – на  $(2045 - 1191,2398) = 853,8$  Н или 71,7 %. Дополнительные численные исследования показали (рисунок 6.28), что после первоначального скачка далее при скосе  $\delta_{ск} > 0,02$  мм и числе подушек  $z = 8$ , независимо от угловой протяженности подушки  $\theta_n$ , отношение несущих способностей двух программ расчета  $P_{Sm2Px2T} / P_{Sm2Px3Tхт}$  стремится к постоянной величине 1,5, а при

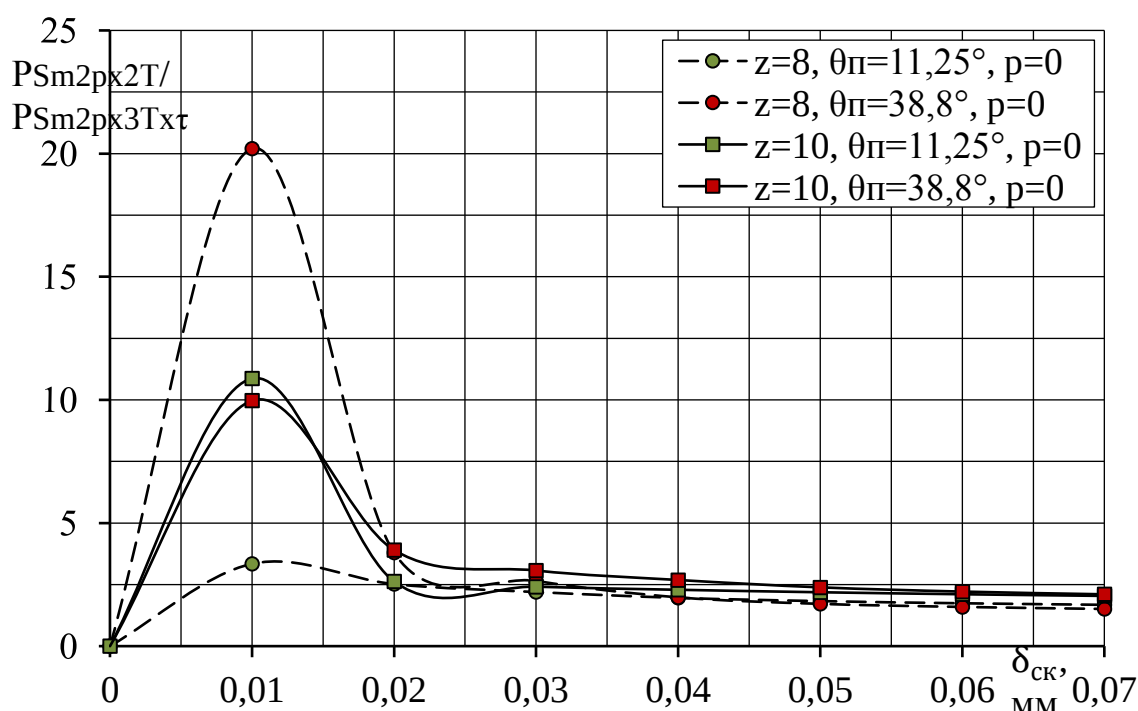


Рисунок 6.28 – Отношение несущих способностей программ расчета Sm2px2T и Sm2px3Tхт при разных  $z$  и  $\theta_n$

числе подушек  $z = 10$  – к 2,1. Стоит отметить, что при  $\theta_n = 11,25^\circ$  для программы Sm2px2T кривая несущей способности при  $\delta_{ск} = 0,08$  мм достигает максимального значения  $P_{\max} = 495,3$  Н, за которым следует небольшой спад (при  $\theta_n = 38,8^\circ$  максимум отсутствует). Для программы Sm2px3Tхт максимальное значение  $P$  в рассматриваемом интервале  $\delta_{ск}$  отсутствует: кривая несущей способности постепенно возрастает без локальных экстремумов.

Из рисунка 6.27а также можно заметить, что при нулевом граничном условии  $p|_{\Gamma} = 0$  при малых значениях  $\delta_{ск}$  в процессе перестройки течения смазки при переходе от плоскопараллельного профиля подушки к плоскоклиновому с конфузорным зазором возможно возникновение отрицательной несущей способности. При малых  $\delta_{ск}$  отрицательные значения  $P$  связаны с изменением вязкости как вдоль слоя по  $\varphi$ , так и поперек слоя вдоль  $y$ , и образованием «вязкостной» диффузорности в смазочном слое [56, 115, 168]. На поверхности подушки возле входной кромки образуется устойчивая зона пониженных температур и, соответственно, повышенной вязкости, представляющая собой гидравлическое ограничение для протекания смазки, и течение смазки вдоль  $\varphi$  в смазочном слое происходит с некоторой диффузорностью [168, 310]. В соответствии с уравнением Рейнольдса (3.33), Том 1, это приводит к падению давления внутри подушки и подсасыванию жидкости через боковые сечения внутрь смазочного слоя. С увеличением относительной клиновидности  $\varepsilon_0 = (h_1 - h_2) / h_2$ , т. е. при уменьшении зазора  $h_2$  или при увеличении глубины скоса  $\delta_{ск} = (h_1 - h_2)$  за счет температурных деформаций или глубины токарной расточки подушки, влияние «вязкостной» диффузорности существенно ослабевает. Возникновение отрицательного давления также исключается путем повышения граничного давления  $p|_{\Gamma}$ . При ненулевом граничном условии  $p|_{\Gamma} \neq 0$  увеличивается гидростатическая составляющая несущей способности, и кривые  $P$  при двух граничных условиях программы Sm2px3Tхт становятся параллельны. Например, при  $p|_{\Gamma} = 0,24 \dots 0,26$  МПа и  $\theta_n = 11,25^\circ$  постоянная разница составляет 393,3 Н, а при  $\theta_n = 38,8^\circ$  – 1357,8 Н.

Как видно из рисунка 6.29а, в случае программы Sm2px3Tхт учет трехмерного температурного поля смазочного и пограничного слоев упорного подшипника и влияние в радиальном направлении окружной скорости диска приводит к повышенной максимальной температуре  $t_{\max}$ . При малых значениях  $\delta_{ск}$ , когда происходит перестройка течения смазки, величина  $t_{\max}$  может несколько изменяться. Однако при нулевом граничном условии  $p|_{\Gamma}=0$  и скосе  $\delta_{ск} < 0,02$  мм наблюдаются повышенные температуры  $t_{\max}$ , т. е. условие  $p|_{\Gamma}=0$  приводит к повышенному температурному режиму при малых скосах профиля подушки. При скосе  $\delta_{ск} > 0,02$  мм максимум температуры стабилизируется и равен некоторому значению  $t_{\max} \approx 85^{\circ}\text{C}$ . Далее необходимо учитывать угловую протяженность подушки: увеличение  $\theta_n$  от  $11,25^{\circ}$  до  $38,8^{\circ}$  приводит к возрастанию боковых утечек смазки через радиальные грани смазочного слоя и снижению максимальной температуры  $t_{\max}$ . По этой причине максимальная температура  $t_{\max}$  при малом значении  $\theta_n = 11,25^{\circ}$  непрерывно возрастает, а максимум при  $\theta_n = 22,5^{\circ}$  несколько выше, чем при  $\theta_n = 33,75^{\circ}$  (рисунок 6.29а). Следует отметить, что при разработке программы Sm2px3Tхт введено дополнительное условие баланса расходов по граням подушки (см. уравнение (4.56), Том 1), что заметно повышает точность выходного результата. В дальнейшем при  $\delta_{ск} > 0,02$  мм кривые максимальной температуры при нулевом и ненулевом граничном условии  $p|_{\Gamma}$  сходятся воедино. Программа Sm2px3Tхт показывает, что температура  $t_{\max}$  расположена ближе к выходной кромке подушки при  $\varphi = \theta_n$  по направлению вращения диска и смещена к внешнему радиусу подушки при  $r = R_2$  (см. рисунок 6.17) [301-303]. По этой причине на практике используется эталонная точка t75/75, закрепленная в стандарте API-670, 4-е издание. Следовательно, расчет температуры  $t_{\max}$  на среднем радиусе подушки при  $r = R_{cp}$  программы Sm2px2T будет вносить существенную неточность в определении ограничивающего температурного параметра из-за не самой интенсивно нагреваемой области. По этой причине на рисунке 6.29а

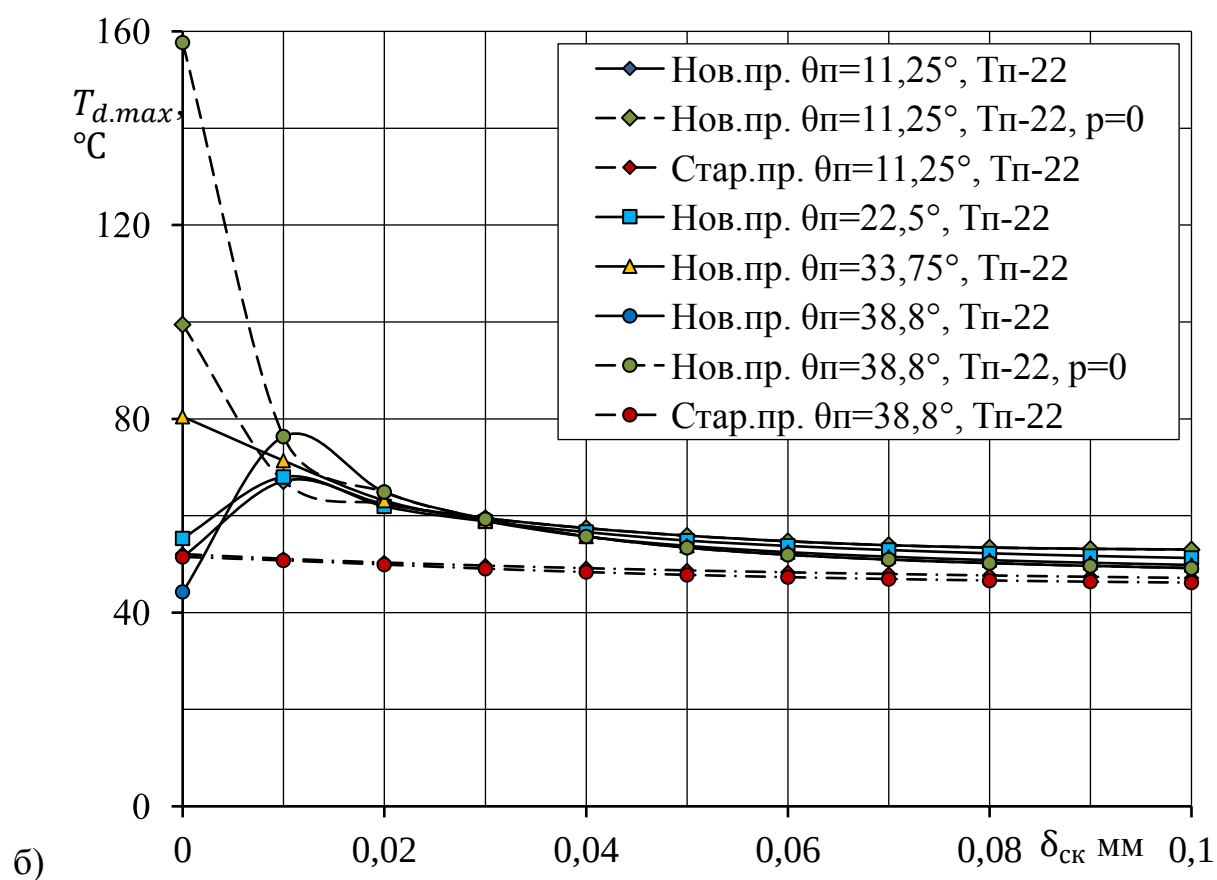
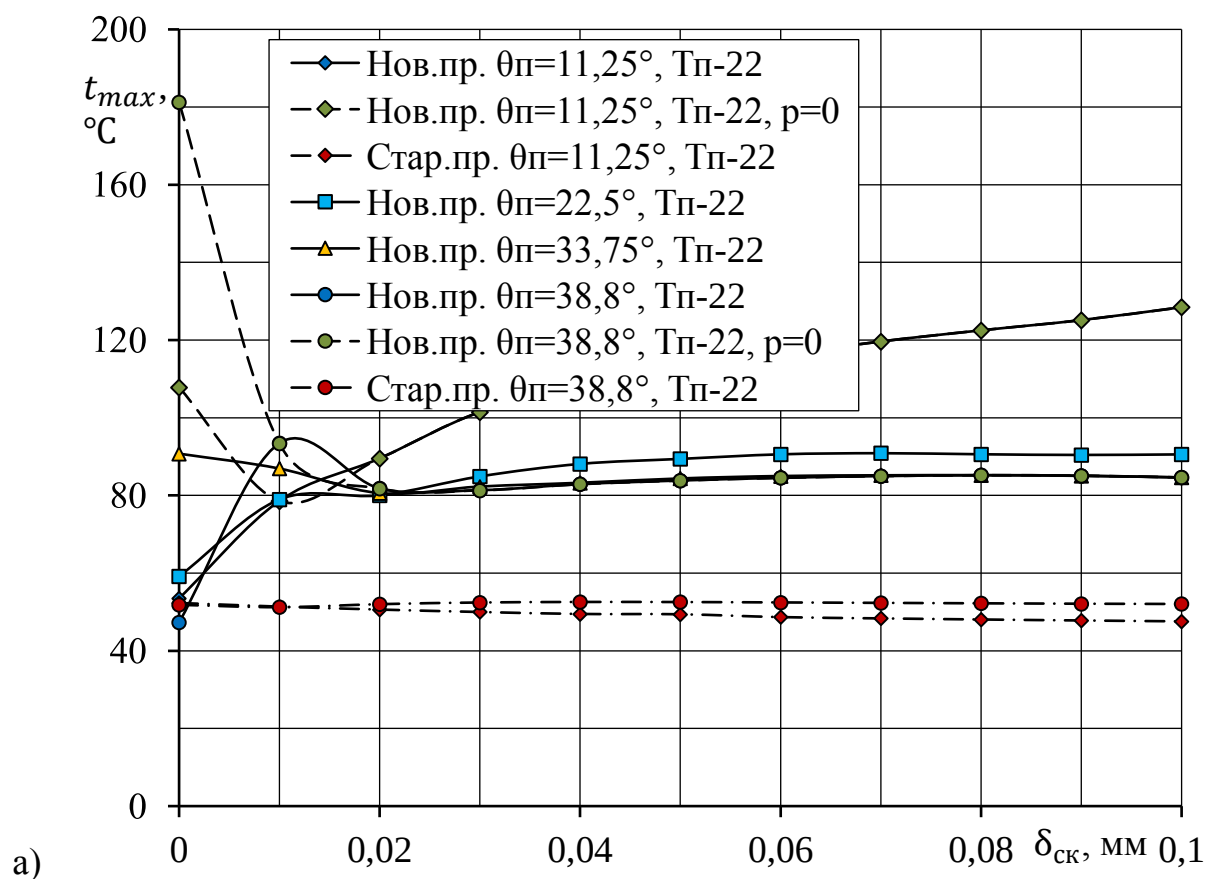


Рисунок 6.29 – Зависимость максимальных температур от скоса  $\delta_{ck}$  при разных  $\theta_n$  и граничных условиях  $p|_r$ : а – смазки  $t_{max}$ ; б – диска  $T_{d,max}$ , нов. пр. – Sm2px3Tхт, стар. пр. – Sm2px2T [310]

наблюдается ощутимая разница между максимальными температурами  $t_{\max}$ , определенными с помощью программ Sm2px2T и Sm2px3Tхт. Например, при  $\delta_{ск} = 0,05$  мм и  $p|_Г = 0$  разница составляет примерно  $(83,8214 - 52,55) = 31,3$  °С.

Повышенное температурное поле смазочного и пограничного слоев программы Sm2px3Tхт приводит, с одной стороны, к снижению несущей способности  $P$  из-за пониженной вязкости  $\mu$  смазки (рисунок 6.27а). С другой стороны, это приводит к снижению потерь мощности на трение  $N$  из-за пониженной диссипации при вязком сдвиге слоев смазки относительно результатов расчета программы Sm2px2T (рисунок 6.27б). В целом распределение кривых потерь мощности  $N$  схоже с распределением кривых максимальной температуры  $t_{\max}$  с некоторыми отличиями. Во-первых, кривые  $N$  после перестройки течения смазки с увеличением глубины скоса при  $\delta_{ск} = 0,045$  мм и  $N \approx 0,875$  кВт сходятся в одну точку с дальнейшим некоторым распределением по вертикали. Во-вторых, потери мощности  $N$  с учетом потока смазки из МПК несущественно зависят от угловой протяженности подушки  $\theta_n$ , не смотря на уменьшение максимальной температуры  $t_{\max}$  при увеличении  $\theta_n$  (рисунок 6.29а). Это позволяет судить о том, что, не смотря на увеличение глубины скоса  $\delta_{ск}$ , общий объем смазки при постоянных высоте зазора  $h_2$  и частоте вращения  $n$ , проходящий через упорный подшипник и приводящий к увеличению потерь мощности с учетом переноса потока с подушки на подушку, изменяется незначительно. Это одно из отличий размерного расчета от безразмерного. На рисунке 6.29б можно увидеть, что полноценный учет теплообмена смазочного и пограничного слоев с упорным диском программы Sm2px3Tхт также приводит к отличиям результатов решения программы Sm2px2T. Максимум рабочей поверхности  $T_{d\max}$  при трехмерном поле распределения температуры упорного диска, обменивающегося теплотой с окружающей средой и перераспределяющего теплоту между разными участками смазочного и пограничного слоев, после перестройки течения несущественно зависит от глубины скоса  $\delta_{ск}$  и протяженности  $\theta_n$ . Следует понимать, что максимум  $T_{d\max}$  диска программы Sm2px2T также определяется на среднем радиусе из результатов ре-

шения одномерного уравнения теплопроводности и принимает фактически пониженные значения (см. рисунок 6.18). Повышение окружной скорости приводит к смещению максимума  $T_{d\max}$  к внешней радиальной кромке диска. При этом трехмерный учет тепловых потоков программы Sm2px3Tхт приводит фактически к снижению общего температурного поля диска за счет интенсивного теплообмена с внешними областями [301, 303]. По этой причине результаты расчета  $T_{d\max}$  двух программ сближаются по своим значениям. Например, при  $\delta_{ск} = 0,05$  мм и  $p|_r = 0$  разница составляет всего  $(53,4052 - 47,79) = 5,6$  °С.

На рисунке 6.30 можно увидеть аналогично безразмерному расчету возрастание несущей способности  $P$  при увеличении протяженности подушки  $\theta_n$  благодаря увеличению рабочей площади всего упорного подшипника. Разница в несущей способности, вычисленной по программам Sm2px2Т и Sm2px3Тхт, с увеличением  $\theta_n$  немного увеличивается. Например, при  $\theta_n = 30^\circ$  и масле Тп-22 несущая способность, вычисленная по программе Sm2px2Т, выше на  $(1682 - 1042,3454) \cdot 100 / 1042,3454 = 61,4$  % за счет пониженного температурного поля, чем по программе Sm2px3Тхт. При этом при более высоком классе вязкости смазки ISO VG 46 (масло Тп-22) и при  $\theta_n = 30^\circ$  несущая способность, вычисленная по программе Sm2px3Тхт, выше на  $(1042,3454 - 926,28543) \cdot 100 / 926,28543 = 12,5$  %, чем при ISO VG 32 (масло Тп-30). Максимальная температура смазки  $t_{\max}$ , вычисленная по программе Sm2px2Т, практически не зависит от  $\theta_n$ , однако при использовании программы Sm2px3Тхт происходит некоторое снижение  $t_{\max}$ , особенно при малых углах охвата подушки. Температура  $t_{\max}$ , вычисленная по программе Sm2px3Тхт, при ISO VG 32 и  $\theta_n = 30^\circ$  выше на  $(85,5734 - 50,55) \cdot 100 / 50,55 = 69,3$  %, чем по программе Sm2px2Т. При этом за счет дополнительных тепловыделений температура  $t_{\max}$ , вычисленная по программе Sm2px3Тхт, при ISO VG 46 и  $\theta_n = 30^\circ$  выше на  $(98,124 - 85,5734) \cdot 100 / 85,5734 = 14,7$  %, чем при ISO VG 32. Стоит добавить, что при расчете по программам Sm2px2Т и Sm2px3Тхт потери мощности на трение  $N$  и максимальная температура рабочей поверхности диска  $T_{dr\max}$

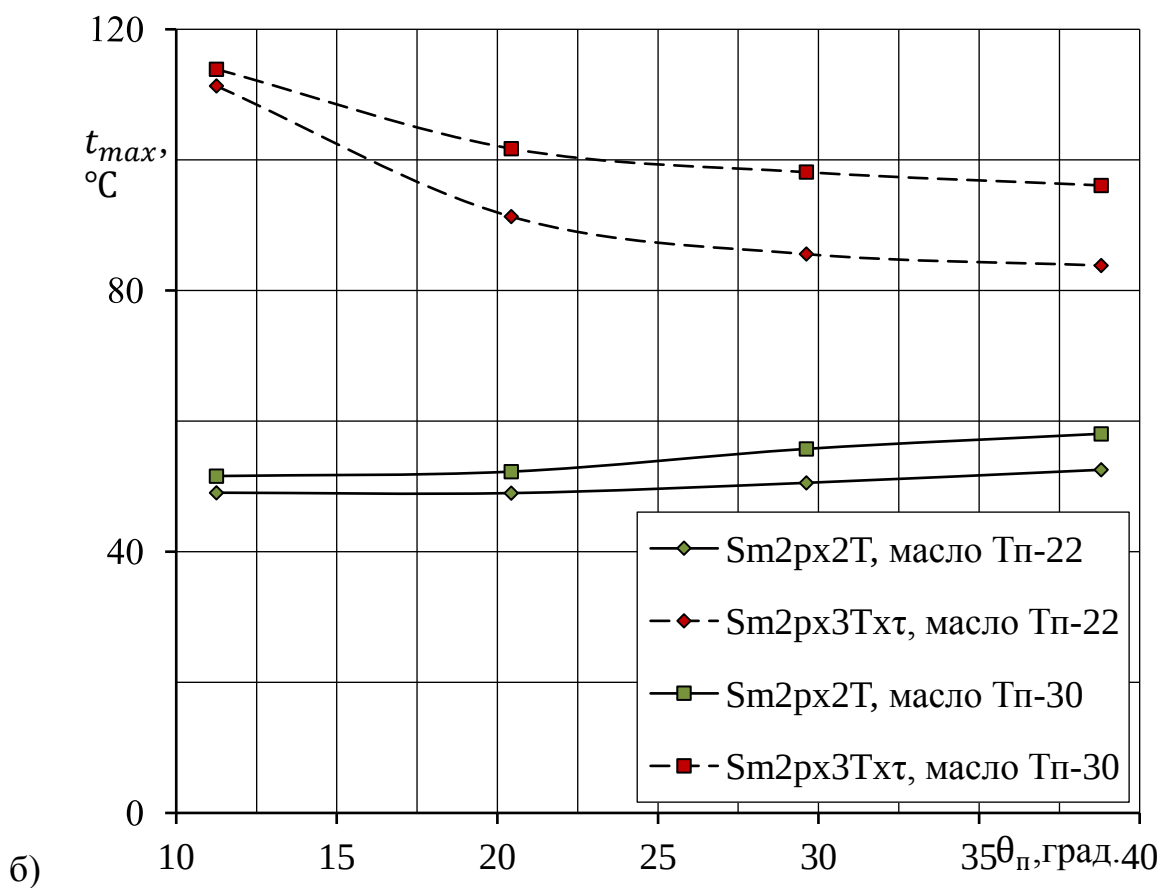
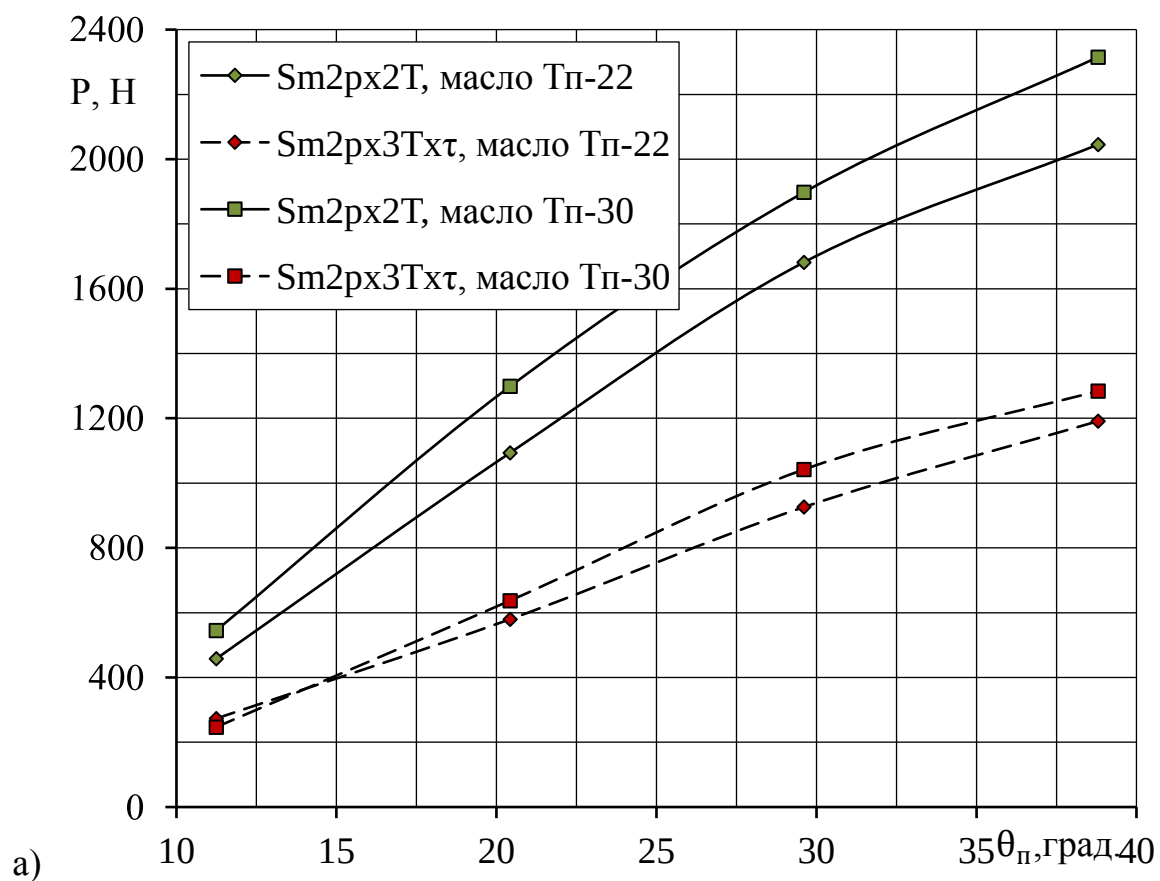


Рисунок 6.30 – Зависимость от угла охвата подушки  $\theta_n$   
 при разном классе вязкости смазки:  
 а – несущей способности  $P$ ; б – максимальной температуры смазки  $t_{max}$

практически не зависят от угловой протяженности подушки  $\theta_n$ , несколько уменьшаясь с ее возрастанием.

На рисунке 6.31 представлены кривые подвижного равновесия упорного подшипника результатов двух программ расчета при разных классах вязкости смазки. Результаты расчета по программе Sm2px2T получены ожидаемо завышенными, чем по программе Sm2px3Tхт. Например, при зазоре  $h_2 = 50$  мкм и ISO VG 32 несущая способность  $P$  выше на  $(2045-1191,236) \cdot 100 / 1191,236 = 71,7 \%$ , при ISO VG 46 – на  $(2315-1284,5248) \cdot 100 / 1284,5248 = 80,2 \%$ . При уменьшении высоты зазора  $h_2$  разница в результатах расчета уменьшается. Например, при зазоре  $h_2 = 30$  мкм и ISO VG 32 несущая способность  $P$  выше на  $(4711-3549,0239) \cdot 100 / 3549,0239 = 32,7 \%$ , при ISO VG 46 – на  $(5449-3946,3861) \cdot 100 / 3946,3861 = 38,1 \%$ . Кривые, рассчитанные по двум программам Sm2px2T и Sm2px3Tхт, практически параллельны друг другу. Разница в несущей способности при разном классе вязкости смазки больше для программы Sm2px2T

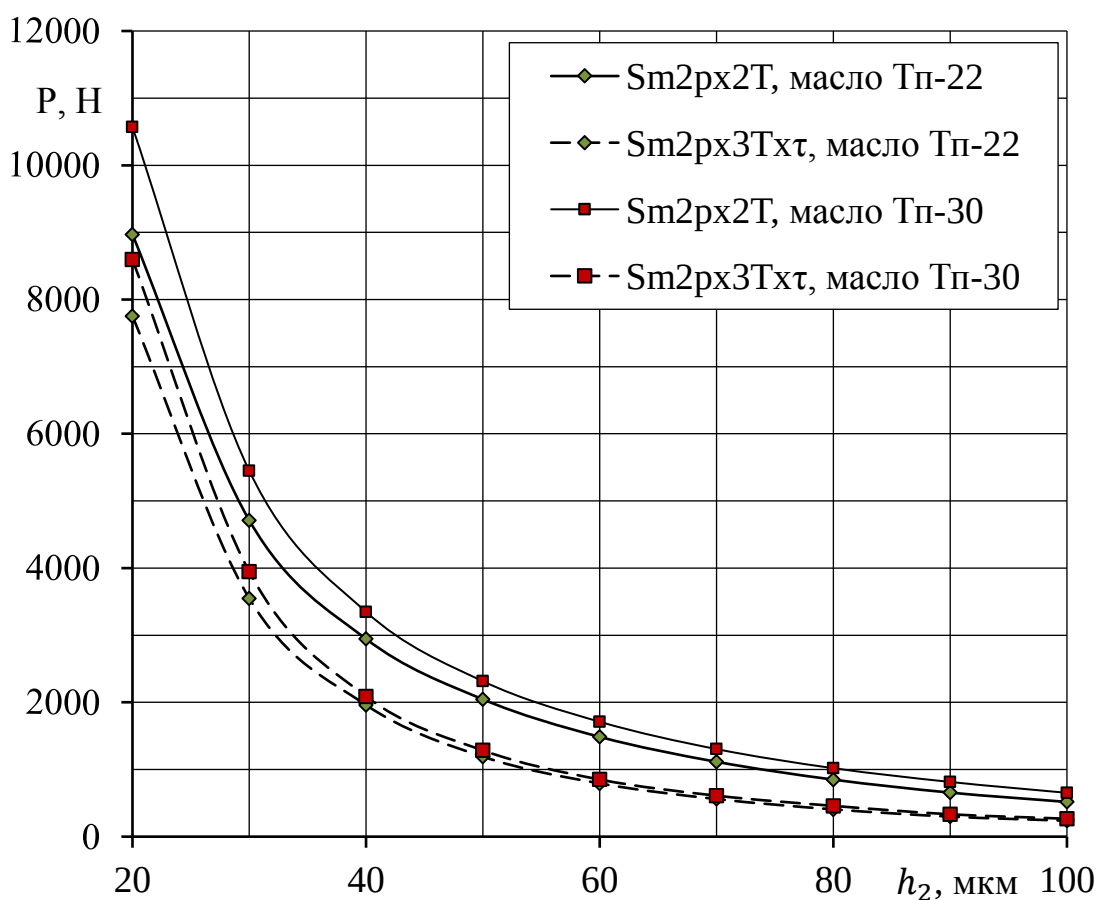


Рисунок 6.31 – Кривые подвижного равновесия упорного подшипника скольжения, рассчитанные по двум программам Sm2px2T и Sm2px3Tхт [310]



из-за недостаточно точного учета теплообмена, а также, вероятно, из-за разности самого численного процесса реализации (см. рисунок 6.28).

### 6.7 Сравнение двух профилей рабочей поверхности подушки

Разработанная программа Sm2px3Tхт позволяет рассчитывать характеристики упорного подшипника скольжения двух профилей рабочей поверхности неподвижной подушки: винтовой поверхности клинового скоса и поверхности с параллельным межподушечному каналу скосом (см. рисунки 3.5, 3.6, Том 1). Представляет интерес сравнение в безразмерном виде основных локальных и интегральных характеристик упорного подшипника двух профилей при схожих исходных данных с помощью численного эксперимента. Расчеты выполнены при следующих исходных данных:  $\sigma=0,25$ ;  $\lambda=2$ ;  $\bar{\theta}_n=0,5$ ;  $\psi=0,0021$ ;  $\Psi_d=1$ ;  $b_d=390$ ;  $\Psi_n=0,2$ ;  $b_n=390$ ;  $\bar{p}_{R1}=0,0315717$ ;  $\bar{p}_{R2}=0,03420206$ ;  $\bar{\beta}=0,0881$ ;  $\alpha_n^*=0,000233434$ ;  $\alpha_m^*=0,015746$ ;  $\bar{t}_0=\bar{T}_a=\bar{T}_{a1}=\bar{T}_{a2}=\bar{T}_{a3}=\bar{T}_{a4}=0$ ;  $Re=20$ ;  $Pe=9635$ ;  $Pe_n=5356$ ;  $Pe_d=26781$ ;  $Nu_{nR1}=Nu_{nR2}=Nu_{n\varphi 0}=Nu_{n\theta n}=Nu_{nHn}=0,15$ ;  $Nu_{dR1}=Nu_{dR2}=Nu_{dy0}=0,25$ . Исходя из проведенных исследований [119, 168], оптимальная протяженность клинового скоса задавалась  $\bar{\theta}_{к.онм}=0,75$ . Ширина скоса задавалась в оптимальном виде  $\bar{\eta}_{к.онм}=0,18$  при исходном сочетании  $\sigma$ ,  $\lambda$  и  $\bar{\theta}_n$  [169]. Переменной величиной для сравнения оставалась относительная клиновидность  $\varepsilon_o$ , зависящая от нескольких параметров [168, 169]. Параметр  $\chi$ , определяющий переменность вязкости смазки, задавался 0 и 0,3. Также приведены дополнительные исследования при уменьшенных на 1/3 величинах  $\bar{\eta}_k=0,1333$  и  $\bar{\theta}_k=0,5$ .

Как видно из рисунка 6.32а, графики коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  обоих профилей при оптимальных  $\bar{\eta}_{к.онм}$  и  $\bar{\theta}_{к.онм}$  (когда коэффициент  $\bar{P}$  максимален) имеют схожее строение при увеличении параметра  $\varepsilon_o$  со схожими кривыми изменения. Некоторое расхождение для этой интегральной характеристики возникает при больших значениях  $\varepsilon_o$  в пределах 2...3 %, не зависящее от формы профиля. Скорее всего это связано с погрешностью определения оптимума ширины скоса  $\bar{\eta}_{к.онм}$  профиля с параллельным МПК скосом. Расчет на всем

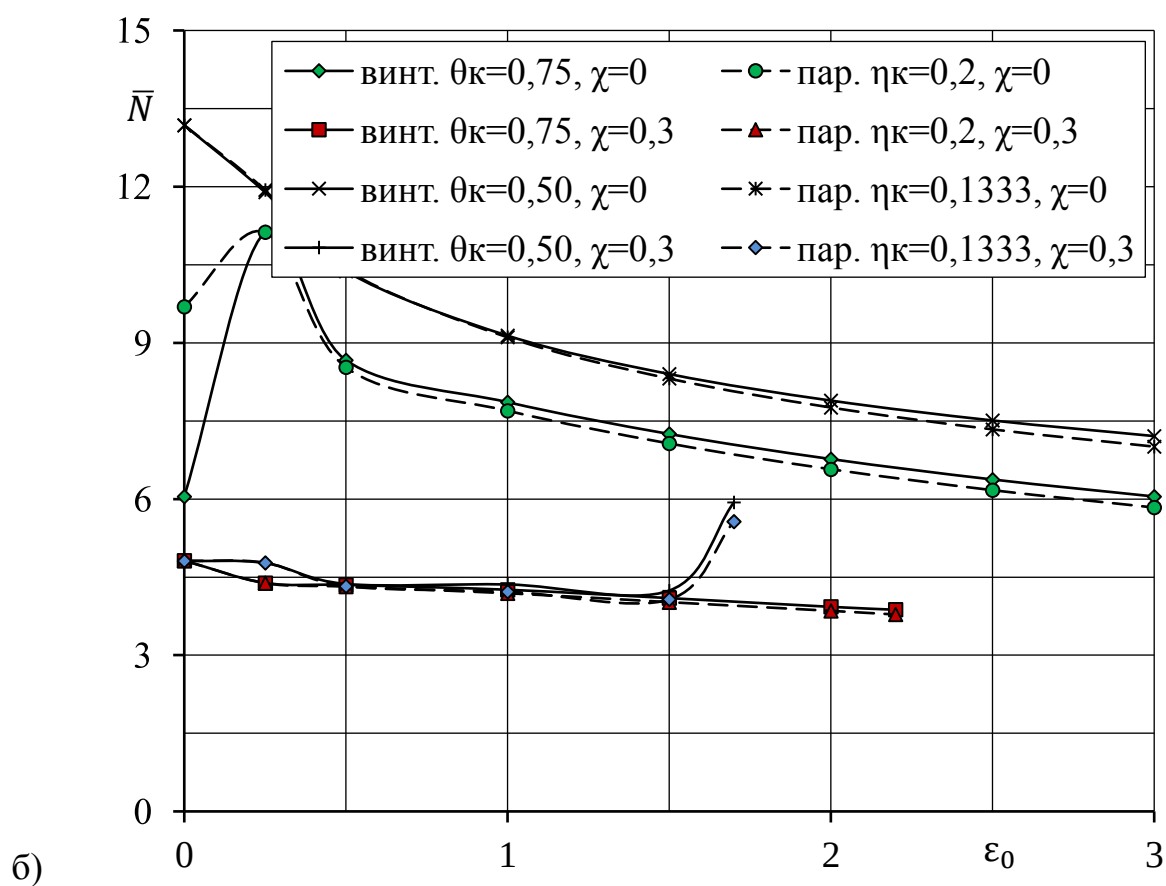
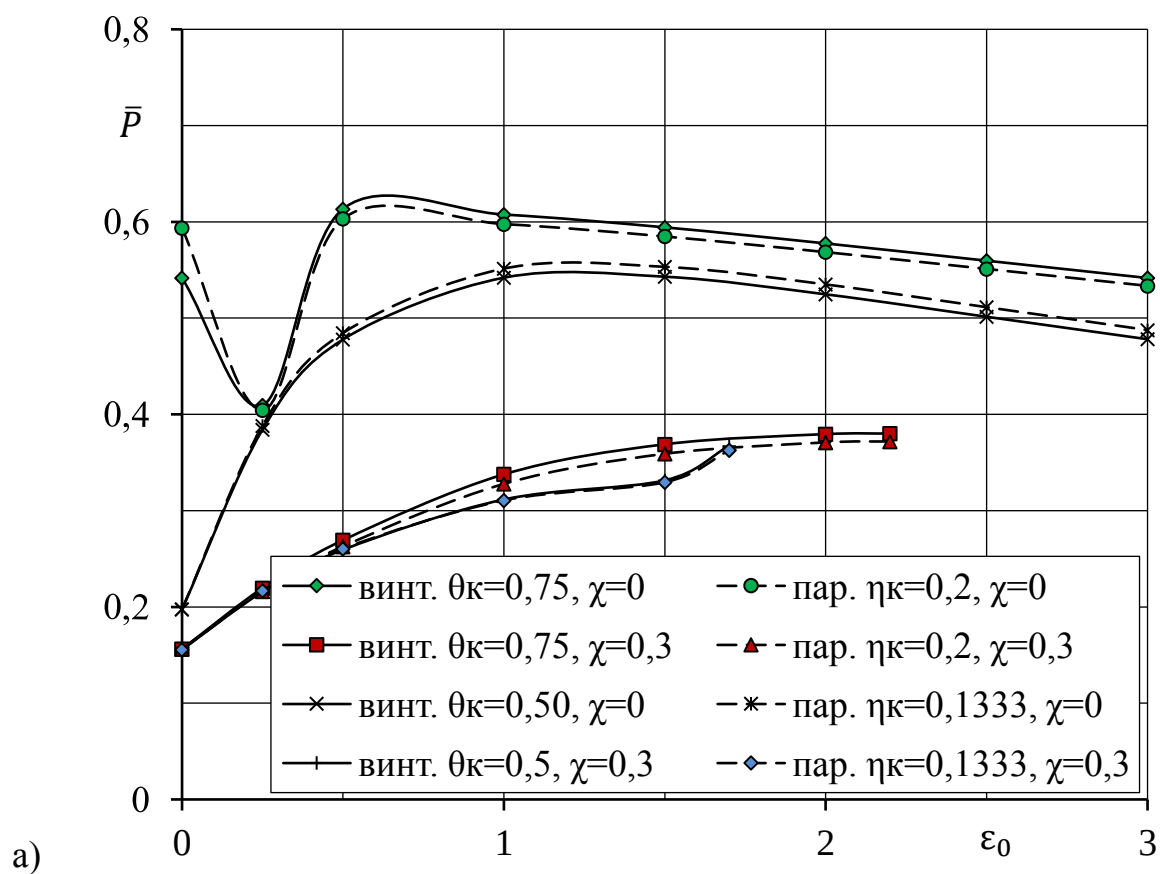


Рисунок 6.32 – Сравнительные зависимости коэффициентов несущей способности  $\bar{P}$  (а) и потерь мощности на трение  $\bar{N}$  (б) от относительной клиновидности  $\epsilon_0$

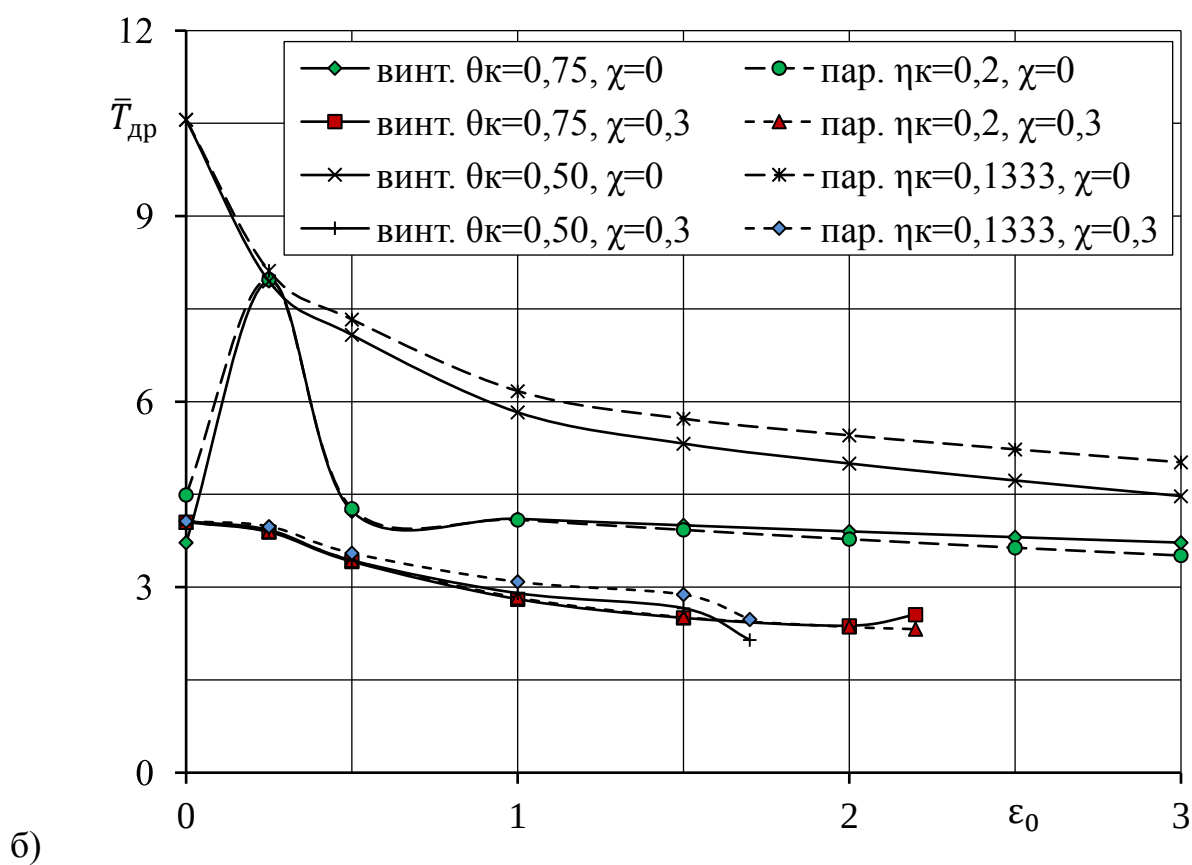
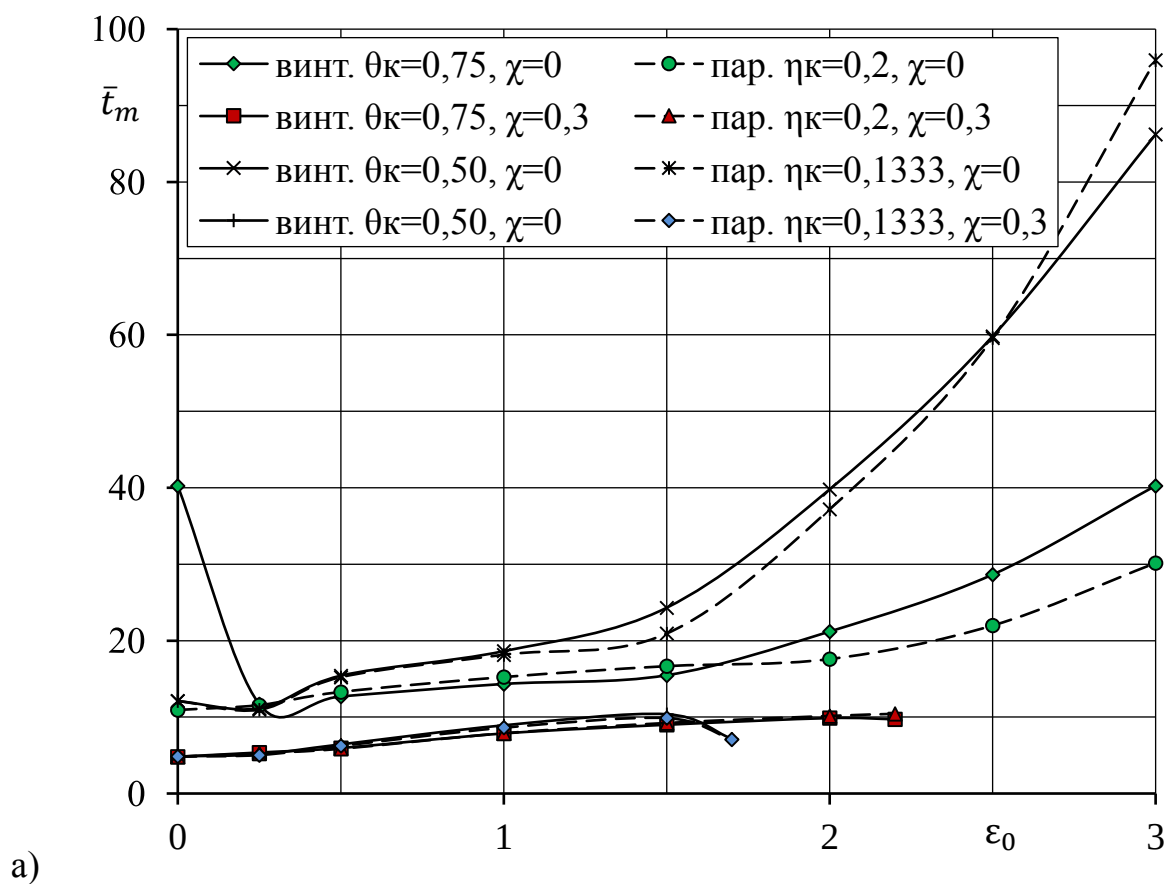


Рисунок 6.33 – Сравнительные зависимости максимальных температур  $\bar{t}_m$  (а) и  $\bar{T}_{др}$  (б) от относительной клиновидности  $\epsilon_0$

рассматриваемом интервале  $\varepsilon_o$  происходит только для изовязкой жидкости (при  $\chi=0$ ), при этом сокращение протяженности скоса подушки уменьшает интервал расчета до оптимума  $\varepsilon_{0onm}$  с 2,2 до 1,7. Сама величина оптимума  $\varepsilon_{0onm}$  при прочих равных параметрах для обоих профилей одинакова, например, при  $\bar{\theta}_{к.onm}=0,75$ ,  $\bar{\eta}_{к.onm}=0,2$  и  $\chi=0,3$  оптимум равен  $\varepsilon_{0onm}=2,2$ . Для изовязкой жидкости при малых  $\varepsilon_o$  также имеется скачок несущей способности при перестройке течения жидкости.

Графики безразмерных максимальных температур смазки  $\bar{t}_m$  и рабочей поверхности упорного диска  $\bar{T}_{op}$  (рисунок 6.33) практически идентичны с несколько бóльшими расхождениями до 6...10 % при увеличении  $\varepsilon_o$ . При полном расчете и  $\chi=0$  при повышении клиновидности  $\varepsilon_o$  температура  $\bar{t}_m$  значительно возрастает из-за перегрева жидкости, а температура диска  $\bar{T}_{op}$  равномерно уменьшается из-за снижения потерь за счет вязкого сдвига и наоборот стремится к горизонтали. При этом изменение протяженности скоса на локальные температуры подшипника практически не влияет. Расхождение кривых двух профилей наблюдается только для температуры  $\bar{t}_m$  в случае перестройки течения жидкости при малых  $\varepsilon_o$ , оптимальной протяженности скоса и изовязкой жидкости (при  $\chi=0$ ). Повышение температурного режима подшипника с увеличением  $\varepsilon_o$  приводит к снижению суммарных потерь мощности  $\bar{N}$  (рисунок 6.32б), кривые которых обоих профилей также совпадают. Для случая неизовязкой жидкости (при  $\chi \neq 0$ ) и уменьшенной протяженности скоса для обоих профилей наблюдается местное возрастание коэффициентов  $\bar{P}$  и  $\bar{N}$  с падением температур  $\bar{t}_m$  и  $\bar{T}_{op}$  на границе интервала расчета  $\varepsilon_o$  (рисунки 6.32, 6.33). В целом коэффициент  $\bar{N}$  для обоих профилей при  $\chi \neq 0$  от протяженности скоса зависит незначительно.

## 6.8 Выводы

На основе проведенного в ограниченном виде параметрического анализа термоупругогидродинамических характеристик упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при установившихся режимах работы компрес-

сорных машин, выполненного с помощью разработанной программы «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» [275], а также путем сравнения с результатами расчета программы «Sm2px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» [307], можно сделать следующие выводы:

- толщина пограничного слоя, определяемая параметрами  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$ , представляющими собой угловую и поперечную координаты, оказывает несущественное влияние на локальные  $\bar{t}_m$ ,  $\bar{T}_{\partial p}$  и интегральные  $\bar{P}$ ,  $\bar{N}$  характеристики упорного подшипника. Дальнейшие расчеты проведены при параметрах, вычисленных посередине пограничного слоя для контрольной точки;

- при увеличении давления  $\bar{p}_{R1} = \bar{p}_{R2}$  на границе смазочного слоя неподвижной подушки заметно возрастает по линейному закону только несущая способность упорного подшипника за счет повышения гидростатической составляющей рабочего давления;

- частичные условия Неймана для уравнения Рейнольдса не соответствуют физике протекания гидродинамического процесса и искажают общую картину работы подшипника. Дальнейшие расчеты проведены при задании условия Дирихле по всему контуру подушки;

- численные эксперименты показали, что геометрический поворот направления постоянной глубины клинового скоса от радиального направления винтовой поверхности рабочей поверхности подушки подшипника к направлению, параллельному входной кромке подушки с параллельным МПК скосом, поворачивает поле распределения давления  $\bar{p}$  по несущей поверхности подушки (главные оси распределения) во внутреннюю область подшипника. Изотермы  $\bar{t}$  по толщине смазочного и пограничного слоев, температурные поля в теле подушки  $\bar{T}_n$  и упорного диска  $\bar{T}_\partial$  обеих форм зазора качественно идентичны. Максимум температуры  $\bar{t}_m$  находится около поверхности подушки вблизи ее выходной кромки при  $\bar{\varphi} = \bar{\theta}_n$  и смещен к внешнему радиусу из окружной скорости диска. Это оправдывает измерение контрольной температуры подушки при работе компрес-

сора в точке 75/75 (API-670, 4-е издание). Существенное влияние на работу подшипника скольжения оказывает поступление свежей смазки из МПК в пограничный слой с температурой  $\bar{t}=0$  от условной границы пограничного слоя. Для упорного диска характерно преобладающее влияние конвективного теплообмена за счет вращения (координата  $\bar{\varphi}$ ) по сравнению с кондуктивным теплообменом со смазочным и пограничным слоями в поперечном направлении (координата  $\bar{y}_\partial$ ). Это приводит к постоянной осредненной температуре диска в окружном направлении [56, 115];

- упорный диск выполняет функцию теплового аккумулятора, участвуя в перераспределении теплоты при соприкосновении с нагретыми и относительно холодными объемами смазочного и пограничного слоев. Его относительная толщина  $\Psi_d$  и термическое сопротивление  $H_d/\lambda_d$  оказывают значительное влияние на интегральные характеристики и в целом на тепловой режим работы упорного подшипника. Влияние чисел Нуссельта  $Nu_{R1}$ ,  $Nu_{R2}$ ,  $Nu_{y0}$ , в пределах значений до 2-ух и относительной теплопроводности материала  $b_d$  диска на характеристики незначительно;

- традиционно для упорного подшипника скольжения наиболее значительное влияние на характеристики оказывает изменение вязкости смазки в зависимости от температуры, выраженное обобщенным рабочим параметром  $\chi$ ;

- в отличие от программы Sm2px2T за счет постановки трехмерной тепловой задачи программа Sm2px3Tхт учитывает значительно меньшие значения параметра  $\chi \leq 0,5$ , в целом соответствующие характеристикам реальных компрессорных масел. Это же относится и к рассчитываемым значениям относительной клиновидности  $\varepsilon_0$ ;

- при увеличении относительной клиновидности  $\varepsilon_0$  коэффициент несущей способности  $\bar{P}$  непрерывно возрастает за счет увеличения поступающей свежей смазки с пониженной вязкостью из МПК. Замедление увеличения объясняется увеличивающимися боковыми утечками из смазочного слоя  $\bar{Q}_{r=R_1}$  и  $\bar{Q}_{r=R_2}$ , и далее процесс расчета прерывается из-за повышенного нагрева смазки. В отличие от

программы Sm2px2T с увеличением  $\varepsilon_0$  безразмерная максимальная температура смазки  $\bar{t}_m$  программы Sm2px3Tхт после перестройки течения постоянно возрастает из-за увеличения вязкого относительного трения слоев при диссипации смазки с дальнейшим некоторым замедлением до достижения оптимума  $\varepsilon_{0opt}$ ;

- с возрастанием угла охвата подушки  $\bar{\theta}_n$  при всех значениях параметра  $\chi$  увеличивается рабочая площадь подушек упорного подшипника, что приводит к линейному возрастанию коэффициента несущей способности  $\bar{P}$ , не смотря на уменьшение угла охвата МПК  $(1 - \bar{\theta}_n)$  и снижение площади подачи свежей смазки. Наиболее заметно увеличение коэффициента  $\bar{P}$  происходит при  $\chi=0$  изовязкой жидкости из-за отсутствия тепловых выделений в несущем смазочном слое. Возрастающие боковые утечки из смазочного слоя  $\bar{Q}_{r=R_1}$  и  $\bar{Q}_{r=R_2}$  приводят к более низкой температуре  $\bar{t}_m$  при повышенных  $\bar{\theta}_n$ . В отличие от программы Sm2px2T температура диска  $\bar{T}_{\partial p}$  программы Sm2px3Tхт монотонно уменьшается с некоторым ускорением при больших значениях угла охвата  $\bar{\theta}_n$ ;

- более густая смазка с уменьшением параметра  $\chi$  из-за повышенного трения приводит также к увеличенным значениям коэффициента потерь мощности  $\bar{N}$ , который после перестройки течения в целом несущественно зависит от значений  $\varepsilon_0$  и  $\bar{\theta}_n$ ;

- при увеличении  $\varepsilon_0$  безразмерная максимальная температура диска  $\bar{T}_{\partial p}$  монотонно понижается из-за возрастания поступления свежей смазки из МПК и глубины проникновения в пограничный слой с некоторым замедлением до достижения оптимума  $\varepsilon_{0opt}$ , при этом с увеличением протяжности подушки  $\bar{\theta}_n$  это снижение происходит более интенсивно;

- при увеличении относительной длины элемента периодичности  $\lambda$  и при неизменности относительных длины  $\bar{\theta}_n$  и кривизны  $\sigma$  подушки происходит существенное снижение коэффициента несущей способности  $\bar{P}$  из-за фактического уменьшения суммарной рабочей площади подушек упорного подшипника;

- из-за существенной разницы в значениях относительных величин количественное сравнение результатов расчета программ Sm2px2T и Sm2px3Tхт проведено в размерном виде. Расчеты проведены в том числе при нулевом граничном условии  $p|_{\Gamma} = 0$  к уравнению Рейнольдса;

- при нулевом граничном условии  $p|_{\Gamma} = 0$  и малых значениях скоса подушки  $\delta_{ск}$  в процессе перестройки течения смазки при переходе от плоскопараллельного профиля подушки к плоскоклиновому возможно возникновение отрицательной несущей способности  $P$  из-за образования «вязкостной» диффузорности в смазочном слое [56, 168];

- при скосе  $\delta_{ск} > 0,02$  мм и числе подушек  $z = 8$ , независимо от угловой протяженности подушки  $\theta_n$ , отношение несущих способностей двух программ расчета  $P_{Sm2Px2T} / P_{Sm2Px3Tхт}$  стремится к постоянной величине 1,5, а при числе подушек  $z = 10$  – к 2,1;

- расчет максимальной температуры смазки  $t_{max}$  на среднем радиусе подушки программы Sm2px2T вносит некоторую погрешность в определении ограничивающего температурного параметра из-за не самой интенсивно нагреваемой области упорного подшипника, что приводит к ощутимой разнице между температурами, определенными с помощью программ Sm2px2T и Sm2px3Tхт. При этом при нулевом граничном условии  $p|_{\Gamma} = 0$  и скосе подушки  $\delta_{ск} < 0,02$  мм наблюдаются повышенные температуры  $t_{max}$ ;

- повышенное температурное поле смазочного и пограничного слоев программы Sm2px3Tхт приводит к снижению потерь мощности на трение  $N$  из-за пониженной диссипации при вязком сдвиге слоев смазки относительно результатов расчета программы Sm2px2T;

- результаты расчета температуры упорного диска  $T_{dmax}$  по двум программам с увеличением скоса  $\delta_{ск}$  сближаются по своим значениям из-за полного учета теплообмена с окружающими средами программы Sm2px3Tхт и определения пониженной температуры диска на среднем радиусе программы Sm2px2T;



- кривые подвижного равновесия двух программ расчета Sm2px2T и Sm2px3Tхт практически параллельны друг другу. Разница в расчетах зависит от класса вязкости смазочного материала по ISO 3448 и заданной высоты зазора  $h_2$ , и в целом соответствие двух программ расчета удовлетворительное;

- сравнение локальных  $\bar{t}_m$ ,  $\bar{T}_{op}$  и интегральных  $\bar{P}$ ,  $\bar{N}$  характеристик упорного подшипника с двумя формами зазора (с винтовой поверхностью клинового скоса и с параллельным межподушечному каналу скосом подушки) с увеличением  $\varepsilon_0$  показали близкую идентичность кривых при оптимальных  $\bar{\theta}_{k.onm}$  и  $\bar{\eta}_{k.onm}$  и уменьшенных на 1/3, что позволяет судить о сходимости численных методов программы Sm2px3Tхт;

- непосредственно алгоритм оптимизации геометрических размеров и статических характеристик упорного подшипника скольжения с учетом постановки в качестве целевой функции несущей способности  $P$  в рассматриваемой работе не представлен, поскольку изучался ранее в работах [79, 168, 169];

- программа расчета «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи», созданная на основе разработанной ПТУГД математической модели в трехмерной тепловой постановке, позволяет повысить точность расчетов безразмерных и размерных параметров и критериев подобия и более качественно анализировать гидродинамические и тепловые процессы, совместно протекающие в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками разного профилирования, в практике проектирования и анализа установившихся режимов работы компрессорных машин и учесть те явления, которые невозможно определить при фактически двумерной тепловой постановке программы расчета Sm2px2T.

## ГЛАВА 7 АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Разработанная периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель работы упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками центробежного или винтового компрессора и созданная на ее основе программа расчетов Sm2px3Tхт включает в себя трехмерное уравнение энергии смазочного и пограничного слоев области  $L_2$  с источником членом выделения теплоты за счет вязкого сдвига слоев смазки при диссипации энергии, трехмерное уравнение теплопроводности неподвижной подушки области  $L_3$  и трехмерное уравнение теплопроводности упорного диска области  $L_4$  с учетом доминирующего окружного конвективного переноса энергии при вращении. Связь между областями  $L_2$  и  $L_3$ ,  $L_2$  и  $L_4$  происходит с помощью условий сопряжения, представляющие собой равенство температур и тепловых потоков на границе разделов областей (граничные условия IV рода). На границах с внешней средой рассматриваемых областей предполагается, что теплообмен происходит по закону Ньютона-Рихмана (граничные условия III рода) или с учетом втекающей из масляной ванны корпуса подшипника или МПК холодной смазки с температурой  $t_0$  (граничные условия I рода). В результате такой обобщенной трехмерной тепловой математической постановки получается замкнутая единая система, тепловые процессы которой протекают по общим законам физики. В соответствии с этим представляет интерес изучение общего теплового состояния такой системы и влияние на нее различных режимных параметров при установившихся режимах работы компрессорных машин, определяющих в итоге тепловое состояние самого упорного подшипника скольжения и его элементов.

Основные результаты главы опубликованы в работах [312, 317, 318, 323, 324].

### 7.1 Распределение тепловых потоков

Упорные подшипники скольжения с неподвижными подушками находят широкое применение в компрессорном оборудовании для уменьшения трения и износа между статорными и подвижными частями конструкции, восприятия осевых нагрузок и/или осевой фиксации роторов в процессе работы, в том числе при

переходных режимах. Они малогабаритны, просты в изготовлении и удобны при техническом обслуживании. Классическая конструкция упорного подшипника состоит из двух элементов (рисунок 7.1): цельного подпятника с профилированной фиксированной рабочей поверхностью и упорного диска, передающего осевую нагрузку от ротора к статору компрессора [18]. Диск 2 ротора 1 представляет собой вращающуюся с заданной частотой гладкую поверхность определенной толщины. Диск является единственным элементом, передающим энергию к смазочному слою. На рабочей поверхности цельного подпятника находится набор неподвижных идентичных подушек 3, 4 секторной формы, заданного профиля и глубины, распределенных равномерно по окружности и разделенных маслоподающими межподушечными каналами 5. Осевая нагрузка на подшипник возникает из-за перепада давления компримируемого газа на рабочих ступенях центробежного компрессора или между сторонами нагнетания и всасывания винтового компрессора высокого давления, а также за счет осевой составляющей силы от косозубого зубчатого зацепления.

Неподвижные подушки упорного подшипника представляют собой, как правило, поверхность с клинообразующим скосом 3 и плоской площадкой 4. Такая конструкция способна выдерживать нагрузку до 2,8 МПа и окружные скорости до 120 м/с на внешнем радиусе упорного диска [40]. Скос формируется от передней кромки подушки до некоторого места вблизи задней кромки. По результатам расчетов оптимальная точка перехода с клиновой части на плоскую, при которой несущая способность максимальна, в случае винтовой поверхности (рисунок 3.6, Том 1) определена как  $\theta_k = 0,75 \cdot \theta_n$  [119]. Для поверхности с параллельным межподушечному каналу скосом (рисунок 3.5, Том 1) линия перехода должна находиться вблизи точки касания границы перехода с клиновой части на плоскую и задней кромки подушки [169, 311, 312]. Если клиновая часть отвечает за создание гидродинамического давления, то плоская часть вблизи задней кромки подушки обеспечивает движение диска ротора компрессора при пуске, а также облегчает выход режущего инструмента при фрезеровании. Конструкция подшипника, как правило, является неревесивной (однонаправленной) и слабо выдерживает нагрузку при направлении вращения на противоположную.

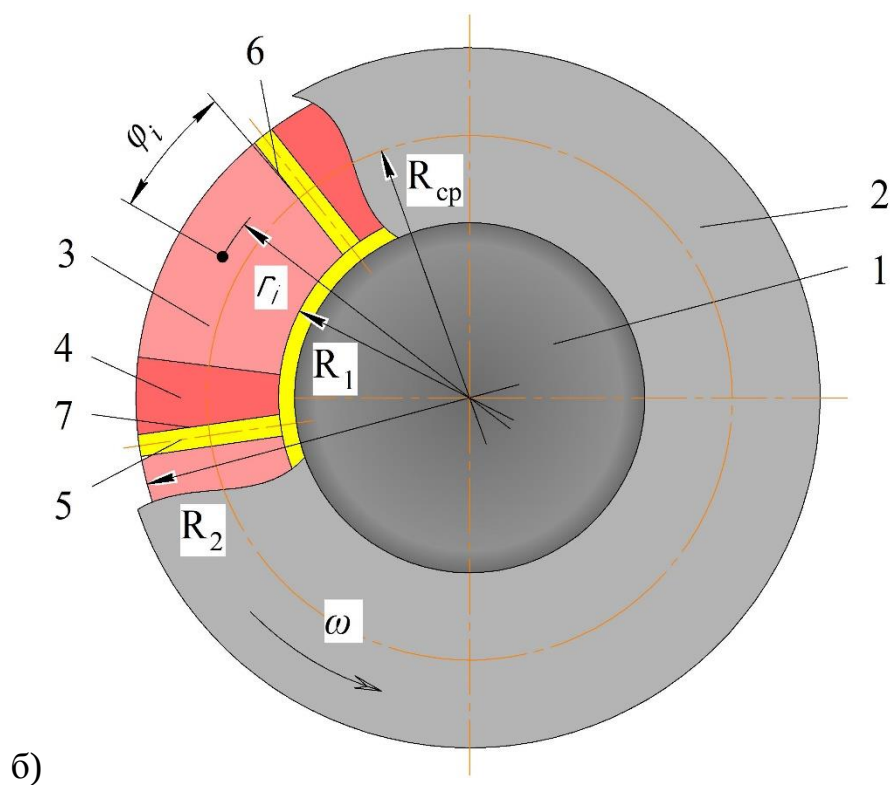
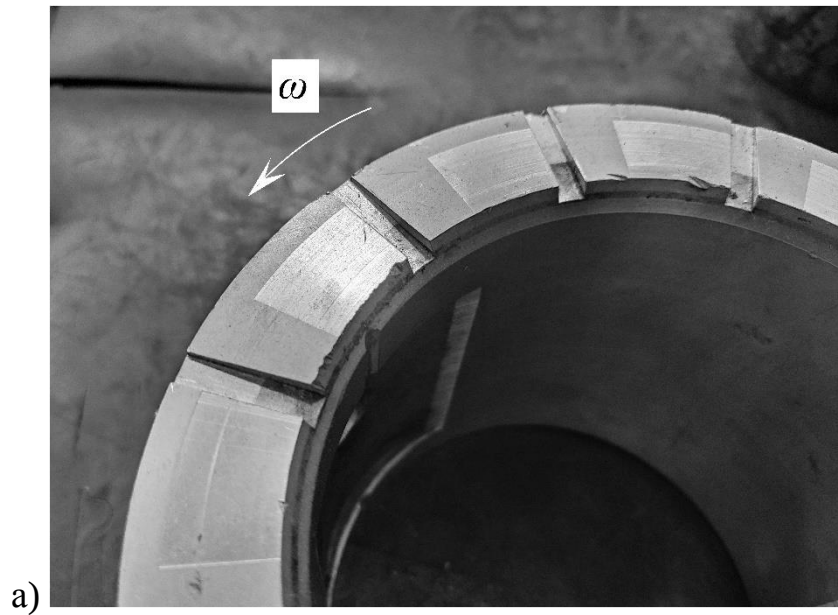


Рисунок 7.1 – Упорный подшипник скольжения: а – внешний вид со сколами после эксплуатации; б – конструкция: 1 – ротор, 2 – упорный диск, 3, 4 – клиновая и плоская части подушки, 5 – маслоподающая канавка между подушек, 6, 7 – входная и выходная кромки [312]

Упорные подшипники с неподвижными подушками имеют некоторые ограничения применения. Для обеспечения нормального функционирования упорного подшипника должна соблюдаться параллельность «зеркала» упорного диска и рабочей поверхности подпятника для того, чтобы нагрузка равномерно распределялась между всеми подушками. Для этого осевое биение упорного диска и перекося подпятника должны быть минимизированы. Например, остаточное торцевое биение диска ротора компрессора согласно документации АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» должно быть в пределах 0,012...0,015 мм [4]. Также при больших отклонениях под действием осевой нагрузки возникает изгибающий момент, приложенный к диску и вращающийся вместе с ним, что в конечном итоге приводит к изменению давления  $p$  в смазочном слое от времени и колебаниям ротора. При наличии углового смещения диска одни подушки будут испытывать большую нагрузку, чем другие, и могут выходить из строя из-за высокой температуры  $t_{\max}$  или полужидкостного/граничного трения. Упорные подшипники с неподвижными подушками сами по себе не способны компенсировать это смещение; для этого применяются дополнительные приспособления (например, см. патент RU 2505719C1). Еще одно ограничение в использовании этих подшипников заключается в том, что размеры профиля рабочей поверхности, такие как глубина скоса  $\delta_{ск}$ , можно оптимизировать только для одного соотношения окружная скорость/нагрузка.

Неизотермичность течения смазки в зазоре подшипников скольжения рождает математические трудности, которые вынуждают исследователей принимать допущения, упрощающие уравнение энергии распространения теплоты. Г. Фогельполь, Г. Шлихтинг [36] посчитали, что теплоотвод происходит только в стенки подшипника. Другие исследователи О. Рейнольдс [36], А. Charnes, F. Osterle, E. Saibel, Д. Кристоферсон, W. F. Core [104], Б. Штернлихт, О. Пинкус [158, 260], Л. А. Савин [125], А. Ю. Корнеев [131] и др. пренебрегают истечением теплоты в стенки и принимают, что значительная ее часть уносится самой смазкой. И. А. Кунин, И. Каррай, К. Броклей, Ф. Дворак [39] пришли к выводу, что при стационарном режиме работы упорного подшипника величина теплового потока в стен-

ки на порядок меньше при сравнении с потоком, уносимым движущейся смазкой за счет конвекции. Б. Джиоглу [106] и более полноценно М. Е. Подольский [238, 239], В. А. Максимов, М. Б. Хадиев [91, 92, 161, 165, 166, 168] и др. рассмотрели теплопередачу с движущейся смазкой и отвод теплоты в стенки подшипника, однако также из-за весомых трудностей расчета вводили некоторые упрощения. Следовательно, существует необходимость проведения численных экспериментов, направленных на определение соотношения конвективного отвода теплоты смазкой и кондуктивного теплообмена со стенками упорного подшипника скольжения (подушкой и диском) при постановке трехмерной тепловой задачи.

Характеристики смазочного слоя и упорного подшипника в целом зависят от окружной скорости скольжения, осевой нагрузки, типа смазочного материала, температуры подачи, расхода и способа подачи смазки: направленная индивидуальная подача или маслозаполненный корпус с дросселированием на сливе. Величина вязкости при температуре подачи 35...45 °C на входе в зазор [18] определяется классом вязкости подаваемой смазки по ISO 3448. Класс вязкости выбирается из условий работы компрессора и растворимости компримируемого газа в масле [35]. Для центробежных компрессоров используются масла с классом вязкости ISO VG 32, например, масло Тп-22С или Тп-22Б, или ISO VG 46, например, масло Кп-8С. Для винтовых компрессоров применяются масла с классом вязкости от ISO VG 32 до 150: для газовых винтовых компрессоров используются, как правило, масла с классом вязкости ISO VG 68, например, масло CPI-1507-68, ISO VG 100, например, масло CPI-1507-100, и ISO VG 150, например, масла CPI-1516-150, Klüber Summit NGSН-150. При этом полигликолевые масла высокой вязкости выбираются для компрессоров, перекачивающих «жирные» попутные нефтяные газы (ПНГ), поскольку за счет абсорбции углеводородов вязкость масел в процессе эксплуатации быстро падает.

Из классического граничного условия прилипания (3.16), Том 1, смазка находится в неподвижном состоянии на поверхности подушки и имеет высокую окружную скорость на поверхности упорного диска. Средняя высота зазора при этом для упорного подшипника находится в зависимости от приложенной нагруз-

ки в рабочем диапазоне 20...80 мкм. При таких условиях возникает неравномерность скоростей поперек слоя, что приводит к активному трению между слоями смазки в случае ламинарного режима течения (вязкий сдвиг), выделению существенного количества теплоты за счет диссипации механической энергии в тепловую, вызывая, таким образом, значительный рост местной температуры. Интенсивность этого внутреннего трения подчиняется закону Ньютона-Петрова [80]: напряжение сдвига равно  $\tau = \mu(du / dy)$ , т. е. возрастает с увеличением вязкости смазки  $\mu$ , повышением окружной скорости упорного диска  $U$  и уменьшением толщины слоя  $h$ . Полученные в результате тепловые эффекты оказывают существенное влияние на характеристики упорного подшипника. Во-первых, вязкость применяемой смазки обычно экспоненциально снижается с повышением температуры [18, 35]. Во-вторых, термическая деформация изменяет форму смазочного слоя, особенно для плоскопараллельных подушек [168]. Следует также помнить, что максимальная температура подушек  $t_{\max}$  является важным эксплуатационным параметром, указывающим на исправность подшипников. Допустимая величина температуры при эксплуатации для подшипников с баббитом составляет не выше  $[t_{\max}] = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$  [18], при этом при достижении  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$  баббит под нагрузкой от гидродинамического давления может достичь предела текучести [22]. Игнорирование тепловых эффектов может привести к разрыву смазочного слоя и аварийному стиранию подушек (скоса) упорного подшипника.

Разделом гидродинамической теории смазки, наиболее полно описывающим тепловое состояние подшипника скольжения, является периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) теория [168, 169]. Она позволяет рассматривать совместно протекающие гидродинамические и тепловые процессы в смазке и твердых телах подшипника и получить в конечном итоге более полную тепловую картину работы подшипника скольжения и, соответственно, более точные выходные данные. Особенностью ПТУГД теории при постановке периодических тепловых граничных условий является прямой расчет распределения температур смазки во входном сечении смазочного слоя при  $\varphi = 0$  с учетом смешивания двух

потоков смазки перед подушкой (рисунок 7.21): нагретого потока с предыдущей подушки, который перемещается под действием вращающегося диска, и свежей смазки с температурой  $t_0$  из МПК. Такая постановка позволяет также производить расчет температур подушки и упорного диска с учетом теплообмена с внешней средой. Последнее особенно важно, поскольку диск выполняет роль теплового аккумулятора, участвующего в перераспределении теплоты. При прохождении областей смазочного и пограничного слоев в процессе постепенного нагрева смазки по направлению вращения тепловой поток меняет свое направление от диска в смазочный слой и обратно [56]. Температура упорного диска при этом принимает некоторую осредненную постоянную величину. Численная реализация разработанной ПТУГД математической модели положена в основу программы расчетов Sm2px3Tхт [275].

Наиболее экономичным и надежным способом повышения долговечности путем уменьшения износа является обеспечение жидкостного гидродинамического режима трения, который заключается в возникновении несущего смазочного слоя между трущимися поверхностями за счет затягивания смазки в расположенный между ними гарантированный зазор. Таким образом, основными условиями возникновения гидродинамического эффекта для исследуемых упорных подшипников являются сужающийся (конфузорный) зазор в направлении перемещения смазки, подвод смазки необходимого расхода и вязкости на входе в зазор и относительное скольжение с определенной скоростью одной из образующих смазочный слой твердых поверхностей [18, 56, 80]. За счет движения поверхности диска смазка увлекается в сужающийся клиновой зазор, в результате чего давление в смазочном слое упорного подшипника возрастает и уравнивает приложенную извне нагрузку. Двумерное распределение давления в смазочном слое области  $\bar{L}_1$  описывает уравнение Рейнольдса (3.33), Том 1.

Возникающая в смазочном слое за счет вязкого сдвига слоев теплота рассеивается во все окружающие ее направления, в том числе за счет конвективного потока по направлению вращения диска, в виде боковых утечек, за счет теплопроводности при взаимодействии с подушками и упорным диском. Для адекватного



описания картины распределения тепловых потоков в смазочном слое, в теле подушки и упорном диске для каждой области необходимо ввести собственное уравнение распределения теплоты. Уравнение внутренней энергии (3.37), Том 1, описывает трехмерное нестационарное распределение температуры в смазочном и пограничном слоях области  $\bar{L}_2$ . Для описания трехмерного распределения температур в телах подушки области  $\bar{L}_3$  и упорного диска области  $\bar{L}_4$  применены уравнения теплопроводности (3.53), (3.66), Том 1, которые фактически представляют собой уравнение энергии без полного учета конвективного теплообмена.

Дополнительно для упорного подшипника введено условие теплового баланса для смазочного и пограничного слоев (4.59), Том 1: суммарный тепловой поток при стационарном режиме работы должен оставаться неизменным, т. е. все тепло, которое подводится к подшипнику или выделяется в смазке в результате диссипации, должно соответствовать отводимому от смазки теплу (является выражением закона о сохранении энергии [170]). Это условие существенно повышает адекватность тепловой постановки задачи на соответствие физике реального процесса работы подшипника [312].

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tхт при численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Компрессорные машины и установки» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [8, 312]. Расчеты проведены в размерном виде для облегчения описания общих закономерностей. На условной границе пограничного слоя задавалась температура смазки в МПК, т. е.  $t = t_0$ . Использовались характеристики турбинного масла Тп-22С по ТУ 38.101821-2013 или Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92 класса вязкости ISO VG 32. Размеры аппроксимирующих сеток приняты  $N_r = 51$ ,  $N_\varphi = 71$ ,  $N_y = 31$ ,  $N_{уп} = 9$ ,  $N_{уд} = 9$ . Остальные исходные данные указаны в таблице 7.1.

На рисунке 7.2 представлено распределение температур на среднем радиусе упорного подшипника при  $r = R_{ср}$  в областях смазочного и пограничного слоев  $L_2$ , неподвижной подушки  $L_3$  (снизу) и упорного диска  $L_4$  (сверху) при средних условиях нагружения. При возрастании координаты  $\varphi$  и ламинарном ре-

жиме течения по мере прохождения смазки вдоль зазора по направлению вращения диска происходит трение (вязкий сдвиг) между слоями в толще смазки, что приводит к выделению и накоплению теплоты за счет диссипации механической энергии [22, 56, 301, 312]. Трение наиболее существенно вблизи поверхности фиксированной подушки вследствие торможения неподвижной поверхностью набегающих частиц жидкости и ограниченной локальной конвекции. Около поверхности вращающегося упорного диска формируется постоянная температура по направлению вращения, что продиктовано быстротечностью процессов теплообмена между диском и разными по величине температуры участками смазки. Диссипация механической энергии и превращение ее в тепловую приводит к постепенному возрастанию местных температур и повышению общего температурного уровня слоя по ходу течения смазки. Максимальная температура (точка А, рисунок 7.2) находится вблизи выходной кромки подушки (рисунок 7.1б), но не

*Таблица 7.1 – Исходные данные для расчета*

| № п.п. | Параметр                                                        | Обозначение и единица измерения              | Значения              |
|--------|-----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------|
| 1.     | Профиль рабочей поверхности подушки                             | Винтовая поверхность                         | -                     |
| 2.     | Частота вращения ротора                                         | $n$ , мин <sup>-1</sup>                      | 3000...15 000         |
| 3.     | Внутренний диаметр                                              | $D_1$ , мм                                   | 70                    |
| 4.     | Внешний диаметр                                                 | $D_2$ , мм                                   | 115                   |
| 5.     | Количество подушек                                              | $z$                                          | 8                     |
| 6.     | Высота зазора                                                   | $h_2$ , мкм                                  | 30, 50, 70, 90        |
| 7.     | Угловая протяженность подушки                                   | $\theta_n$                                   | 38,8°                 |
| 8.     | Угловая протяженность скоса                                     | $\theta_k$                                   | $0,75 \cdot \theta_n$ |
| 9.     | Глубина скоса                                                   | $\delta_{ск}$ , мм                           | 0,05                  |
| 10.    | Толщина упорного диска                                          | $H_\partial$ , мм                            | 25                    |
| 11.    | Толщина подушки                                                 | $H_n$ , мм                                   | 5                     |
| 12.    | Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска | $\lambda_n = \lambda_\partial$ , Вт/(м·град) | 50                    |
| 13.    | Теплоемкость материала подушки и упорного диска                 | $c_n = c_\partial$ , Дж/(кг·град)            | 469                   |
| 14.    | Температура подачи смазки                                       | $t_0$ , °C                                   | 40                    |
| 15.    | Давление по краям подушки, абс.                                 | $p _\Gamma$ , МПа                            | 0,24...0,26           |
| 16.    | Коэффициент теплоотдачи                                         | $\alpha_T$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·град)       | 300...500             |

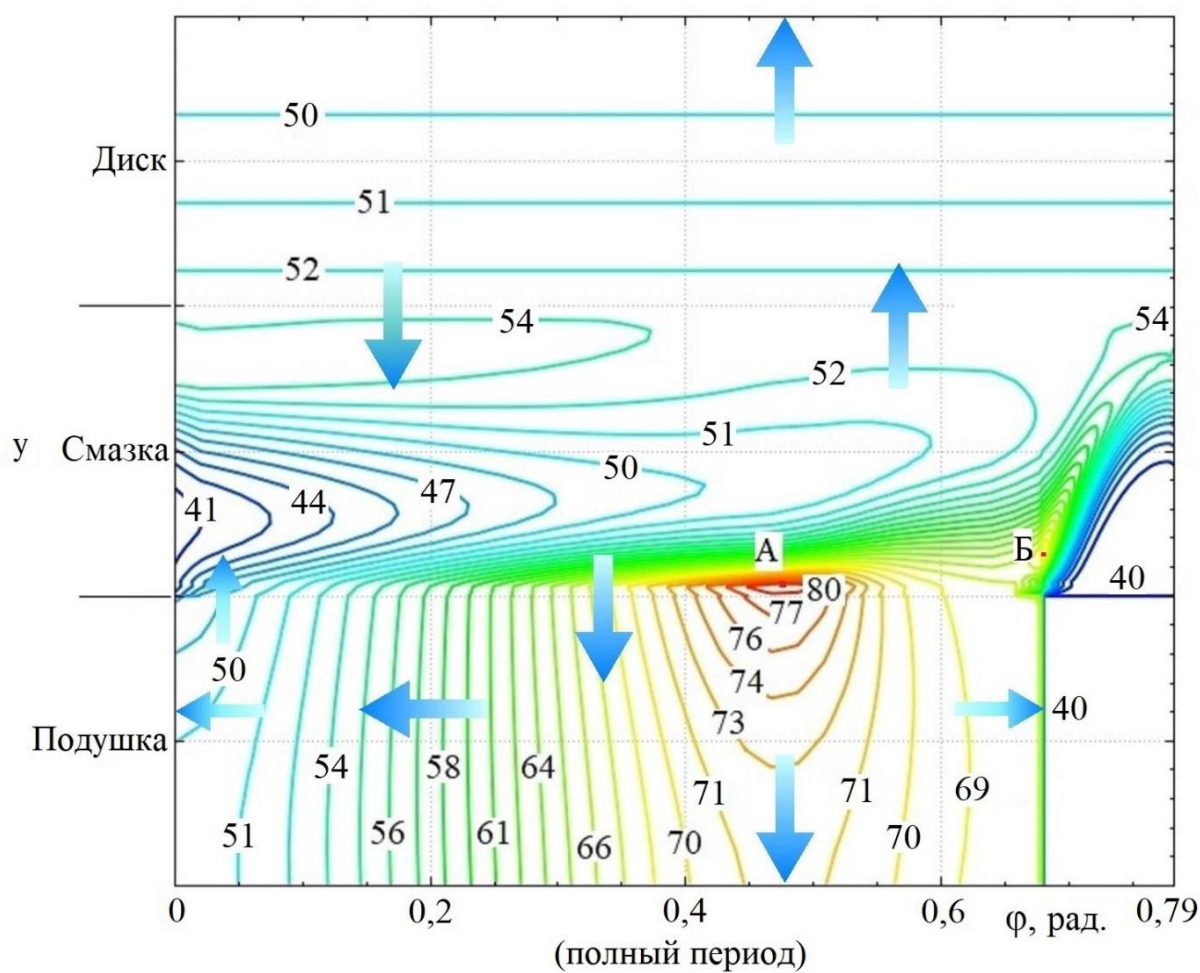


Рисунок 7.2 – Изотермы на среднем сечении элементов упорного подшипника:  
 $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $h_{20} = 50 \text{ мкм}$ , масло ISO VG 32

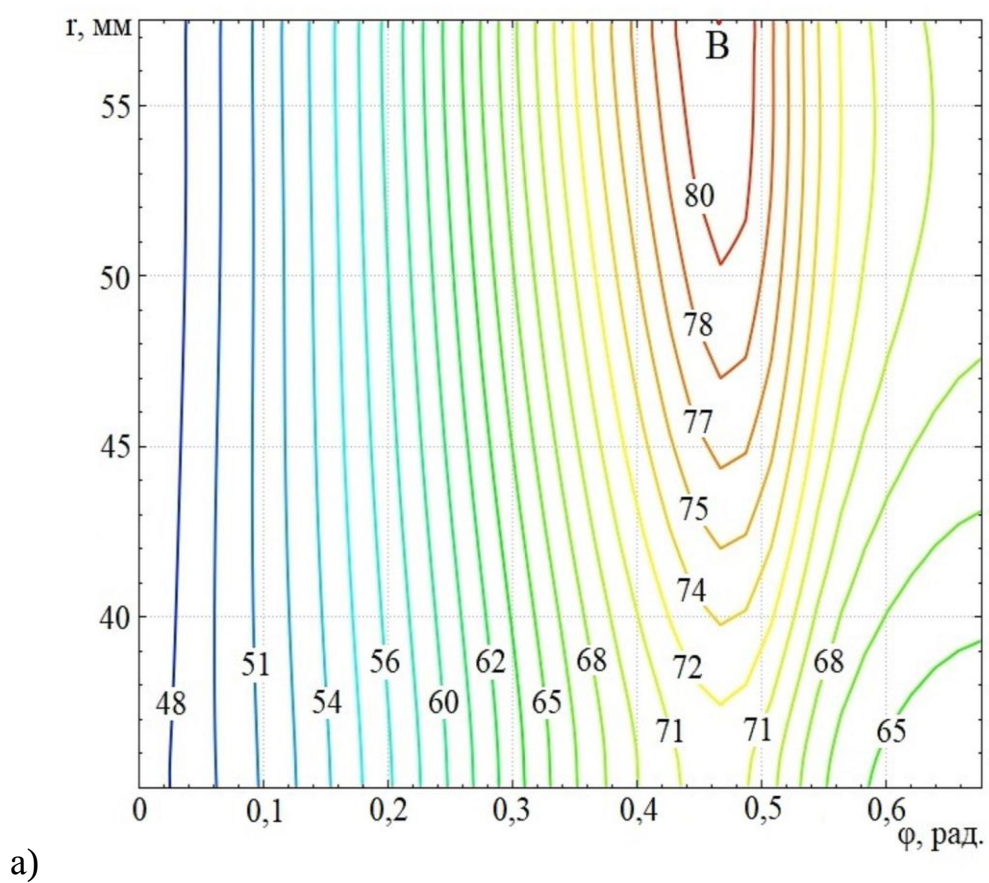
достигая ее границы вследствие отвода теплоты  $q_{\varphi=\theta_{\Pi}}$  за счет теплоотдачи при контакте внешней радиальной стенки подушки со свежей смазкой МПК [18, 313].

На рисунке 7.2 заметно интенсивное втекание свежей смазки с температурой  $t_0 = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$  из МПК области  $L_2$  через условную границу пограничного слоя при  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ , приводящее к снижению общего температурного уровня за счет перемешивания, а также к тепловому и массовому балансу подшипника (компенсация боковых утечек). При смешивании свежей смазки МПК с отработанной нагретой смазкой предыдущей подушки формируется температура по высоте зазора на входе в последующую подушку при  $\varphi = \theta$  (см. граничное условие (3.42)). На рисунке 7.2 также можно заметить возникновение еще одного локального максимума температуры (точка Б), формирующегося вблизи границы смазочного и погра-

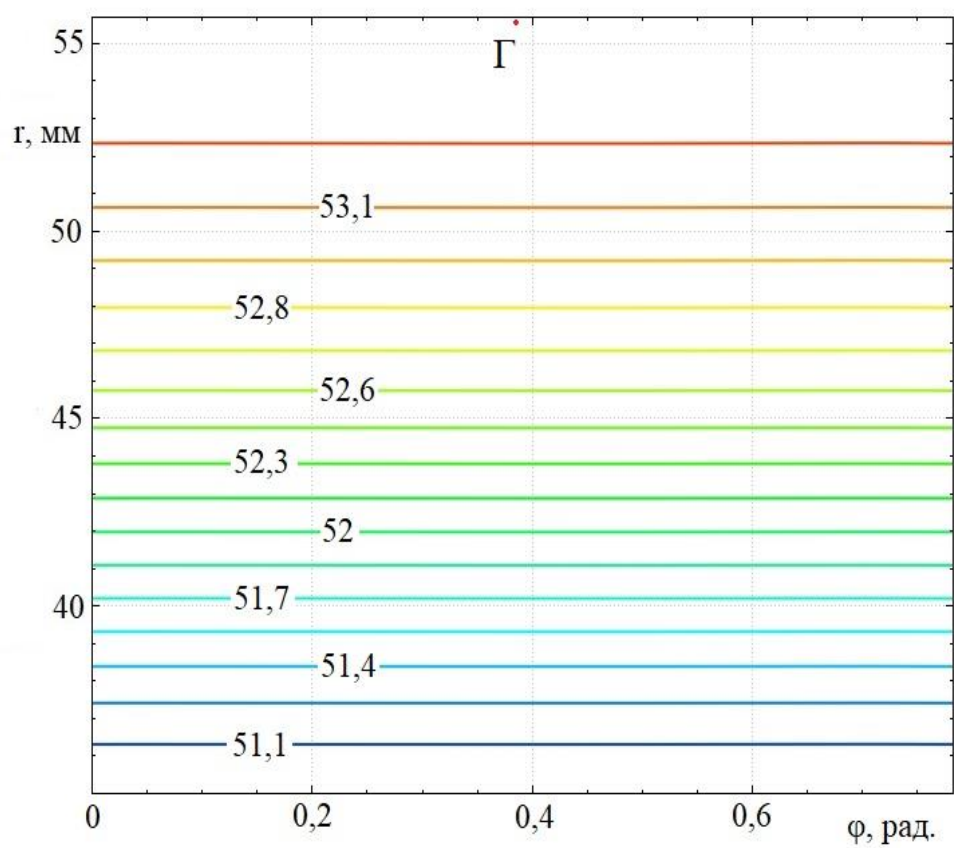
ничного слоев за счет, по-видимому, торможения набегающего нагретого подушкой потока смазки при контакте со свежей смазкой из МПК и дополнительного нагрева за счет трения слоев. В целом по изотермам рисунка 7.2 можно отметить, что свежая смазка в МПК с температурой  $t_0$  относит нагретую смазку предыдущей подушки в сторону диска перед входом в последующую подушку.

Если рассмотреть распределение температуры на поверхности подушки в плане, то видно, что из-за возрастания по радиусу окружной скорости диска максимум температуры  $t_{\max} = 83,9$  °С (точка В, рисунок 7.3а) смещен к внешнему радиусу: координаты  $r = 57,5$  мм;  $\varphi = 0,47$  рад.;  $y_n = 0$ , а разница температур по радиусу составляет около  $\Delta t_n = 10,3$  град. На практике это учитывается установкой в упорной подушке датчика определения области повышенных температур для контроля и диагностики работы в смещенной точке 75/75 (API 670, 4-е издание). При этом на распределение давления и температуры смазочного слоя подушки влияет профилирование рабочей поверхности [169]. Из-за возрастания окружной скорости максимум температуры диска  $T_{d\max} = 53,4$  °С (точка Г, рисунок 7.3б) также смещен к внешнему радиусу: координаты  $r = 55,7$  мм;  $\varphi = 0,39$  рад.;  $y_n = 25$  мм, а разница температур по радиусу составляет  $\Delta t_\delta = 2,4$  град. без изменения величины температуры по координате  $\varphi$ .

Выделяющееся в смазочном и пограничном слоях тепло распространяется во всех направлениях за счет трехмерного движения рабочей жидкости [56]. Тепло отводится самой смазкой за счет конвекции при протекании объемов смазки через зазор подшипника в окружном и радиальном (боковые утечки) направлениях; часть этого тепла отводится посредством теплопроводности при контакте с поверхностями подушки и диска по схеме: «конвекция – теплопроводность = диссипация» (см. уравнение (3.37), Том 1). По этой причине расход смазки через подшипник рассчитывается, исходя из уровня формируемых температур и потерь мощности [18]. Область повышенных температур вблизи максимума  $t_{\max}$  приводит к нагреву тела подушки. Охлаждение подушки происходит путем отвода теплоты за счет теплоотдачи на внешних границах при контакте с



а)



б)

Рисунок 7.3 – Изотермы на рабочей поверхности подушки (а) и диска (б):  
 $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $h_{20} = 50 \text{ мкм}$ , масло ISO VG 32

окружающей средой; некоторые коэффициенты теплоотдачи для подшипников скольжения приведены в статьях [266, 306]. Неравномерность распределения температур в теле подушки в окружном направлении приводит к возникновению также внутреннего теплового потока в сторону входной кромки при  $\varphi = 0$  (рисунок 7.1б), что приводит к некоторому подогреву температуры  $t|_{\varphi=0}$  на входе в смазочный слой. При этом на интенсивность процесса теплоотвода подушки влияет способность металла пропускать через себя теплоту, характеризуемую коэффициентом теплопроводности  $\lambda_n$ . Однако ранее проведенные численные эксперименты показали [168, 169], что величина теплопроводности применяемых в практике конструирования компрессорных машин материалов подушки и диска несущественно влияет на интегральные характеристики гидродинамического подшипника.

Следует отметить, что увеличение разности температур по толщине подушки  $H_n$  с одной стороны приводит к увеличению несущей способности  $P$  за счет увеличенного теплоотвода от смазочного слоя и, следовательно, повышенной средней вязкости смазки. С другой стороны, это приводит к существенным термоупругим деформациям подушки, что искажает расчетный рабочий зазор подшипника и, следовательно, снижает  $P$ , особенно для самоустанавливающейся подушки [314].

В случае упорного диска, как было отмечено ранее, приобретает влияние скорость теплообмена с участками смазочного и пограничного слоев разного температурного уровня [56]: вблизи входной кромки тепловой поток направлен в сторону подушки из-за влияния охлаждения свежей смазки МПК с температурой  $t_0 = 40^\circ\text{C}$ , вблизи выходной – в сторону диска из-за возрастания тепловыделения при диссипации смазки (рисунок 7.2). Средняя температура диска  $T_d|_{y_\delta=H_\delta}$  формируется на основе интенсивности теплообмена со смазочным и пограничными слоями области  $L_2$ . Отвод теплоты от диска также происходит путем отвода теплоты за счет теплоотдачи в окружающую среду.

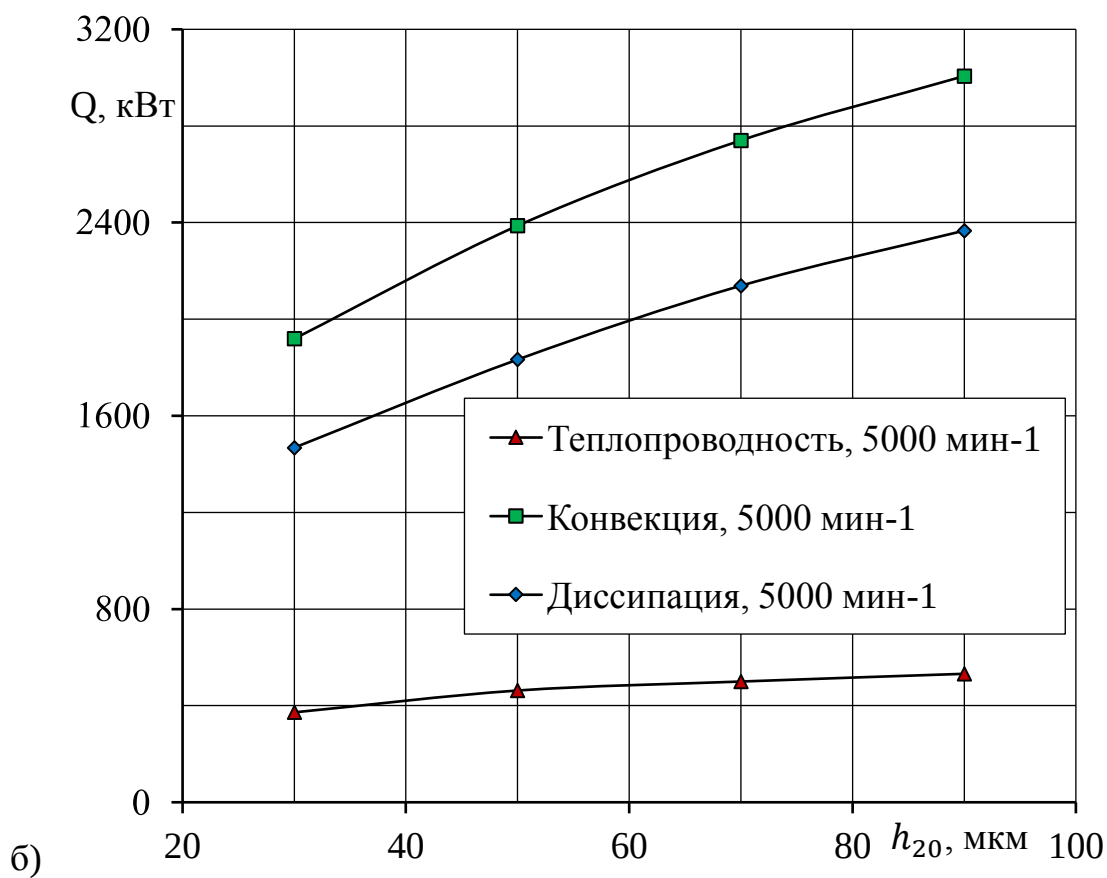
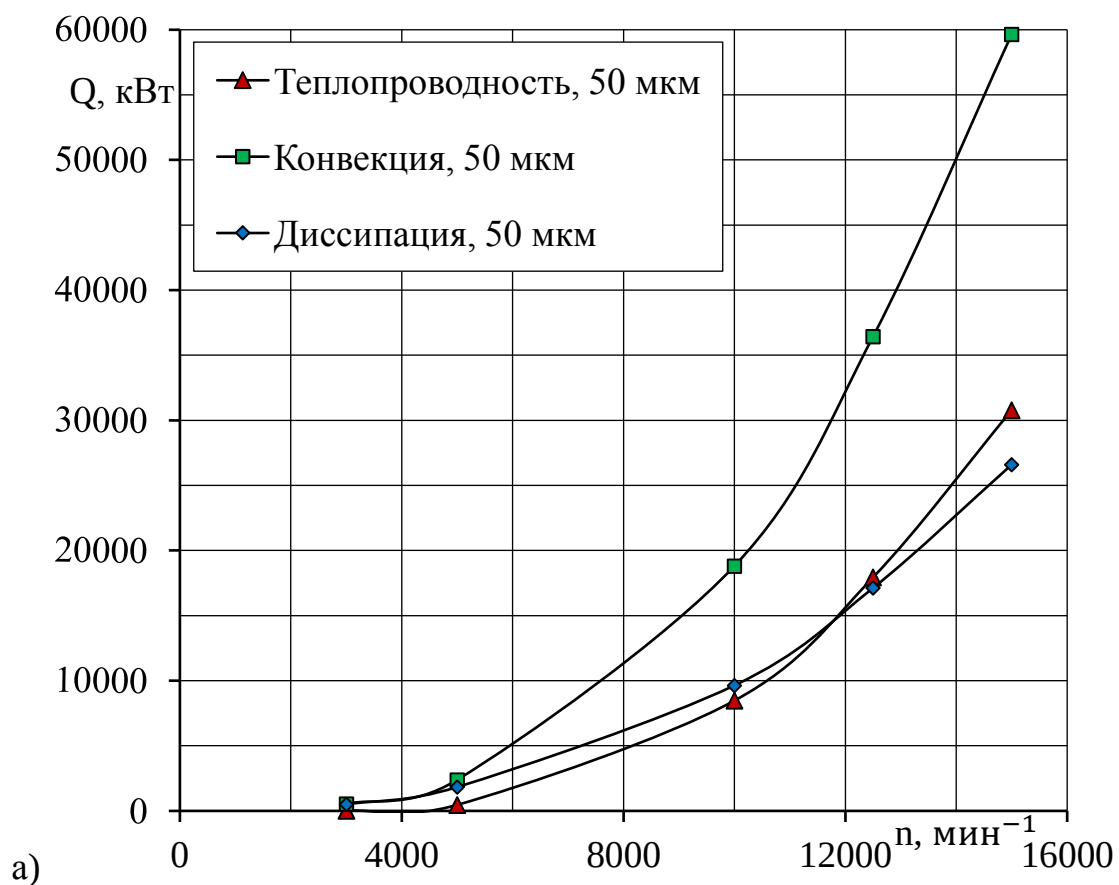


Рисунок 7.4 – Соотношение тепловых потоков и диссипации в смазочном слое в зависимости от частоты вращения  $n$  (а) и величины зазора  $h_{20}$  (б)

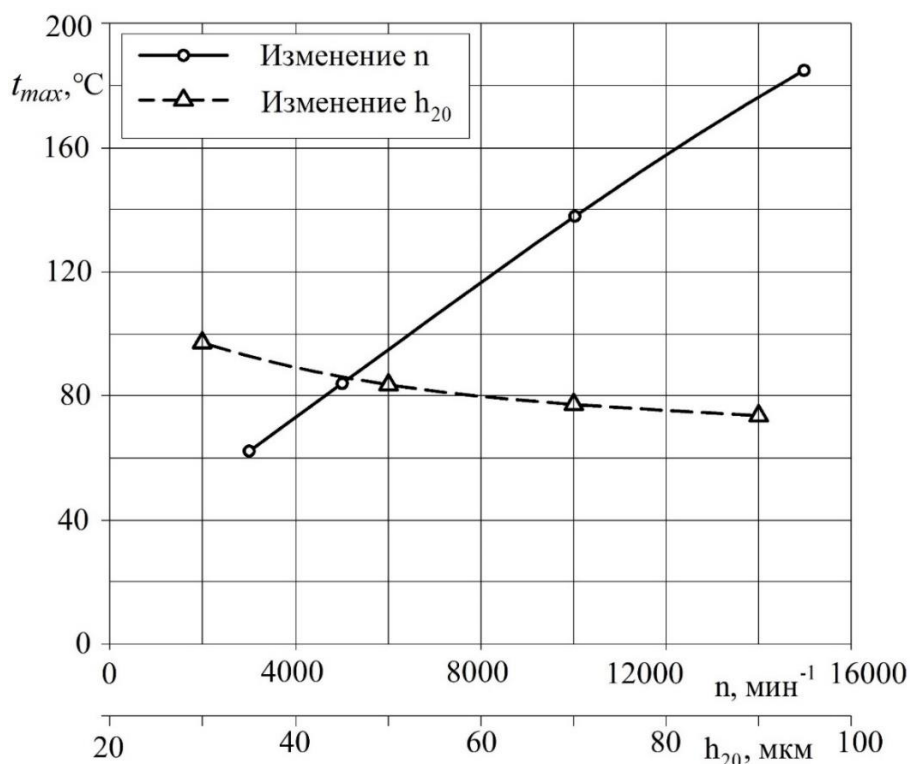


Рисунок 7.5 – Изменение максимальной температуры  $t_{\max}$  в зависимости от частоты вращения  $n$  и величины зазора  $h_{20}$

На рисунке 7.4 показано соотношение тепловых потоков и диссипации энергии в смазочном слое над поверхностью подушки при изменении частоты вращения и высоты зазора. Некоторые исследователи подшипников скольжения при обосновании применения адиабатной теории смазки или упрощения использования уравнения энергии в том или ином виде отсекают тепловое влияние внутренних стенок подушки и упорного диска и теплообменные процессы в МПК [92]. При пониженных частотах вращения и больших зазорах, когда отсутствуют значимые тепловыделения и унос тепла, по существу, происходит самой движущейся смазкой, это может быть оправдано. Например, при частоте вращения  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  только 3,9 % теплоты отводится за счет теплопроводности. Однако при  $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$  кондуктивный отвод тепла уже достигает 45 % (рисунок 7.4б), что указывает на необходимость учета ограничивающих смазочный слой поверхностей элементов подшипника при распространении тепла для повышения адекватности математической постановки и методики расчета подшипника скольжения и, следовательно, выходных результатов. При повышении частоты  $n$  от 3000 до  $15\,000 \text{ мин}^{-1}$  также резко растет максимальная температура  $t_{\max}$  на



$(185,867 - 61,6626) / 61,6626 \cdot 100 = 201 \%$  (рисунок 7.5). При этом изменение величины зазора  $h_{20}$  в меньшей степени влияет на изменение величины теплового потока (рисунок 7.4а) [313]: при увеличении  $h_{20}$  от 30 до 90 мкм конвективный теплообмен за счет увеличения площади проходного сечения возрастает на  $(3006,521 - 1919,0162) / 1919,0162 \cdot 100 = 57 \%$ , а доля кондуктивного теплообмена относительно конвективного сохраняется около 18 %. Максимальная температура  $t_{\max}$  в этом случае снижается только на  $(95,3752 - 71,1637) / 95,3752 \cdot 100 = 25,4 \%$  (рисунок 7.5).

## 7.2 Влияние класса вязкости смазки

Смазка подается в упорный подшипник скольжения для обеспечения образования гидродинамического слоя и отвода тепла, выделяемого при работе за счет вязкого сдвига слоев смазки. При высоких скоростях сдвига это тепловыделение (или потери мощности) может достигать заметных значений в объеме общей потребляемой мощности и энергетической эффективности компрессора. В связи с исследованием общего температурного режима работы упорного подшипника представляют интерес работы, рассматривающие изменение температурного поля подшипника при изменении режимных параметров. К таким работам можно отнести, например, экспериментальные исследования [315, 316], в которых изучалось влияние класса вязкости подаваемого масла на распределение температур самоустанавливающихся подушек и вращающегося элемента (диска или цапфы ротора), на изменение температур масла на входе и выходе, расходов и эксцентриситета в зависимости от прикладываемой нагрузки и окружной скорости. Авторы подтверждают, что полученные изотермы рабочей поверхности подушек в широком диапазоне скоростей и нагрузок получены экстраполяцией от показаний термопар и, следовательно, имеют неточности.

Избежать подобных неточностей при анализе работы упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками позволяет программа расчетов Sm2px3Tht [275]. Нестационарная периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) постановка математической модели работы упорного подшипника

и ее последующая численная реализация позволяют рассматривать совместно протекающие гидродинамические и тепловые процессы в смазке и твердых элементах подшипника. Преимуществом ПТУГД математической модели является описание более полной тепловой картины подшипника и, следовательно, получение более достоверных выходных данных [167]: локальных характеристик (максимальная температура и минимальная толщина смазочного слоя подшипника) и интегральных характеристик (несущая способность, потери мощности на трение, расходы смазки через входное и выходные сечения смазочного слоя, тепловые потоки через сечения конструктивных элементов и слоя смазки и др.), а также распределение давления и температур в смазочном и пограничном слоях и твердых телах, в том числе в зависимости от времени.

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tht при численных экспериментах также приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Компрессорные машины и установки» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [8, 317]. На условной границе пограничного слоя задавалась температура смазки в МПК, т. е.  $t = t_0$ . Размеры аппроксимирующих сеток приняты  $N_r = 51$ ,  $N_\phi = 71$ ,  $N_y = 31$ ,  $N_{уп} = 9$ ,  $N_{уд} = 9$ .

В качестве смазки при экспериментах были применены характеристики турбинных масел с разным классом вязкости: масло Тп-22С по ТУ 38.101821-2013 или Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92 (ISO VG 32), а также Тп-30 по ГОСТ 9972-74 (ISO VG 46). Некоторые их ранее измеренные физические характеристики перечислены в таблице 7.2. Остальные исходные данные указаны в таблице 7.3.

Таблица 7.2

| Класс вязкости по ISO 3448 | Вязкость при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с (сСт) | Вязкость при 100 °С, мм <sup>2</sup> /с (сСт) | Плотность при 40 °С, кг/м <sup>3</sup> | Удельная теплоемкость при 40 °С, Дж/(кг·град) | Коэффициент теплопроводности при 40 °С, Вт/(м·град) |
|----------------------------|----------------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------|-----------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| ISO VG 32                  | 36                                           | 4,74                                          | 882,74                                 | 1923                                          | 0,128                                               |
| ISO VG 46                  | 48,9                                         | 5,94                                          | 886,2                                  | 1906                                          | 0,13                                                |

Таблица 7.3 – Исходные данные для расчета

| № п.п. | Параметр                                                        | Обозначение и единица измерения                 | Значения              |
|--------|-----------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------|
| 1.     | Профиль рабочей поверхности подушки                             | Винтовая поверхность                            | -                     |
| 2.     | Частота вращения ротора                                         | $n$ , мин <sup>-1</sup>                         | 2000...14 000         |
| 3.     | Внутренний диаметр                                              | $D_1$ , мм                                      | 70                    |
| 4.     | Внешний диаметр                                                 | $D_2$ , мм                                      | 115                   |
| 5.     | Количество подушек                                              | $z$                                             | 8                     |
| 6.     | Высота зазора                                                   | $h_2$ , мкм                                     | 25, 50, 90            |
| 7.     | Угловая протяженность подушки                                   | $\theta_n$                                      | 38,8°                 |
| 8.     | Угловая протяженность скоса                                     | $\theta_\kappa$                                 | $0,75 \cdot \theta_n$ |
| 9.     | Глубина скоса                                                   | $\delta_{ск}$ , мм                              | 0,05                  |
| 10.    | Толщина упорного диска                                          | $H_\partial$ , мм                               | 25                    |
| 11.    | Толщина подушки                                                 | $H_n$ , мм                                      | 5                     |
| 12.    | Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска | $\lambda_n = \lambda_\partial$ ,<br>Вт/(м·град) | 50                    |
| 13.    | Теплоемкость материала подушки и упорного диска                 | $c_n = c_\partial$ ,<br>Дж/(кг·град)            | 469                   |
| 14.    | Температура подачи смазки                                       | $t_0$ , °C                                      | 40                    |
| 15.    | Давление по краям подушки, абс.                                 | $p _r$ , МПа                                    | 0,24...0,26           |
| 16.    | Коэффициент теплоотдачи                                         | $\alpha_T$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·град)          | 300...500             |

Результаты численных экспериментов представлены в виде зависимости максимальной температуры смазочного слоя  $t_{max}$  (рисунок 7.6) от окружной скорости при разной высоте зазора  $h_2$  (эквивалентно прикладываемой осевой нагрузке) для масел двух классов вязкости: ISO VG 32 и VG 46. Окружная скорость определена на среднем радиусе подушек  $R_{cp} = 92,5$  мм. В качестве профиля подушки выбрана винтовая поверхность клинового скоса; для профиля с параллельным МПК скосом результаты представлены отдельно в таблице 7.4. Потери мощности упорного подшипника определены путем интегрирования по объему смазочного и пограничного слоев диссипативной функции рассеивания энергии  $D$ , т. е. правой части уравнения энергии (3.37), Том 1.

Как видно из рисунка 7.6а, температура  $t_{max}$  существенно возрастает с уве-

личением окружной скорости. Это обусловлено выделением и накоплением теплоты за счет диссипации механической энергии при вязком сдвиге слоев смазки по мере движения в направлении вращения диска, что приводит к повышению температурного уровня по ходу течения смазки. При одной температуре подачи смазки  $t_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  масло поступает в рабочую область подшипника с разной вязкостью, характеризуемой классом вязкости [35, 315, 316]. При этом вязкость смазки является величиной, от которой зависит общее выделение теплоты за счет сдвига в смазочном и пограничном слоях подшипника [18, 56]. Возникшая разница между температурными кривыми масел классов вязкости ISO VG 32 и VG 46 наглядно характеризует указанную закономерность. Из рисунка 7.6а также можно заметить, что температурная кривая  $t_{max}$  более жидкого масла ISO VG 32 выглядит более пологой за счет меньшего выделения теплоты. Однако на саму разницу между температурными кривыми масел двух классов вязкости влияние окружной скорости и рабочего зазора имеет незначительное влияние, что аналогично исследованиям [315, 316]. Разница между кривыми температуры  $t_{max}$  с увеличением средней окружной скорости постепенно становится постоянной и достигает при зазоре 25 мкм 20 град., при зазоре 50 мкм – 23 град., при зазоре 90 мкм – 13 град. При уменьшении высоты зазора  $h_2$  между подушками и диском (см. рисунок 7.1) максимальная температура возрастает. Например, для более густого масла ISO VG 46 при минимально допустимом зазоре 25 мкм [18, 159] температура  $t_{max}$  уже достигает предельного значения  $112,24\text{ }^{\circ}\text{C}$  при скорости 24,22 м/с (соответствует частоте вращения  $5000\text{ мин}^{-1}$ ). Однако, для масла ISO VG 32 за счет пониженного тепловыделения диапазон работы подшипника более расширенный: при зазоре 25 мкм температура достигает  $130,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  при скорости 33,9 м/с (соответствует  $7000\text{ мин}^{-1}$ ). Таким образом, выделение теплоты в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника зависит от сочетания трех величин: частоты вращения упорного диска (т. е. граничной окружной скорости), величины рабочего зазора, температуры и непосредственно вязкости подаваемого масла.

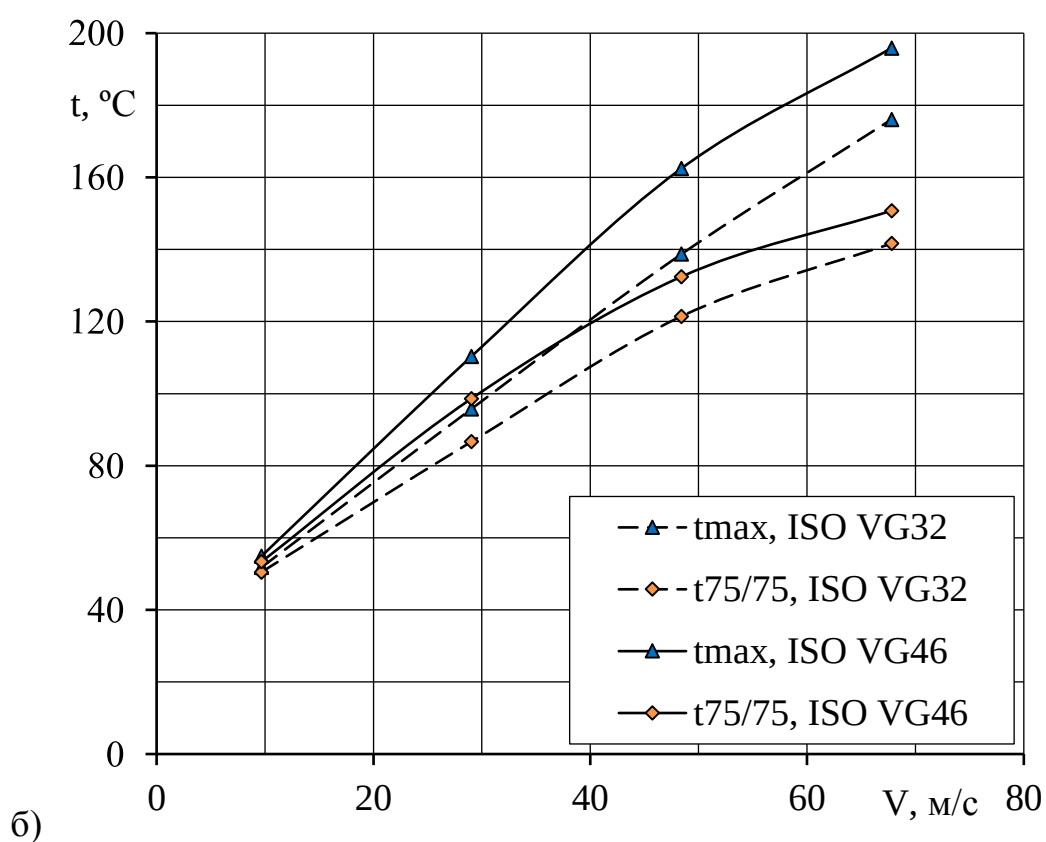
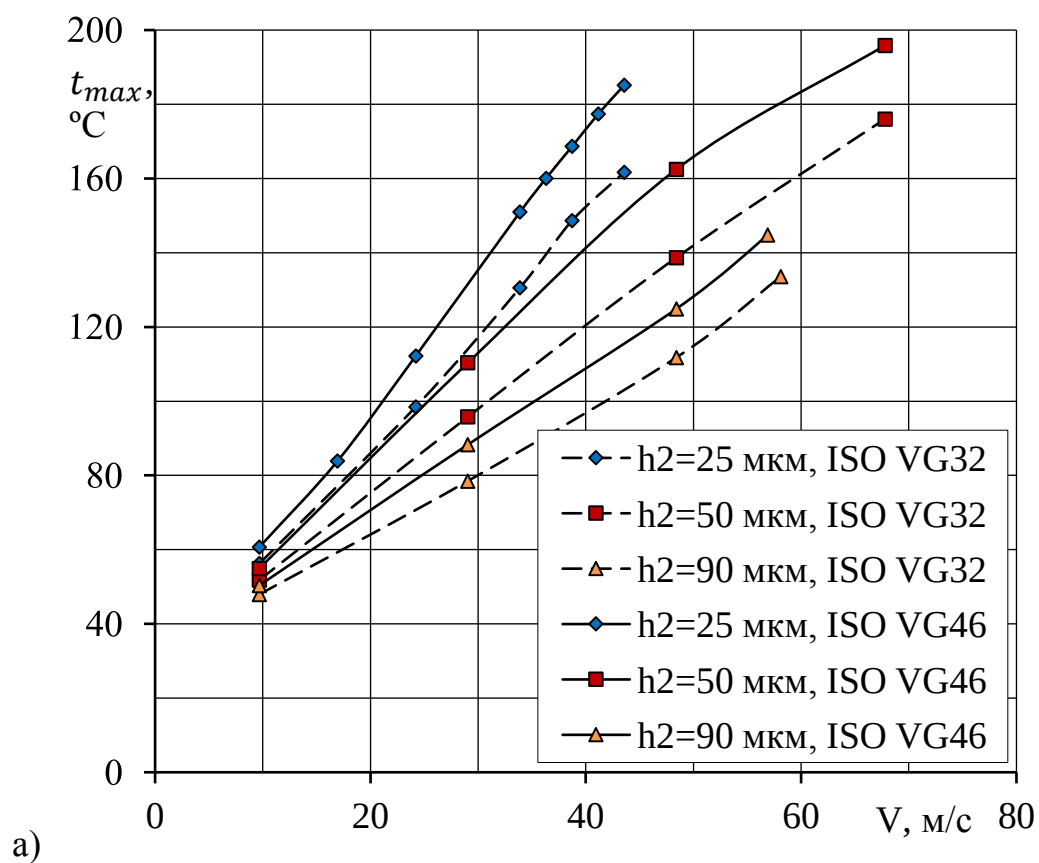


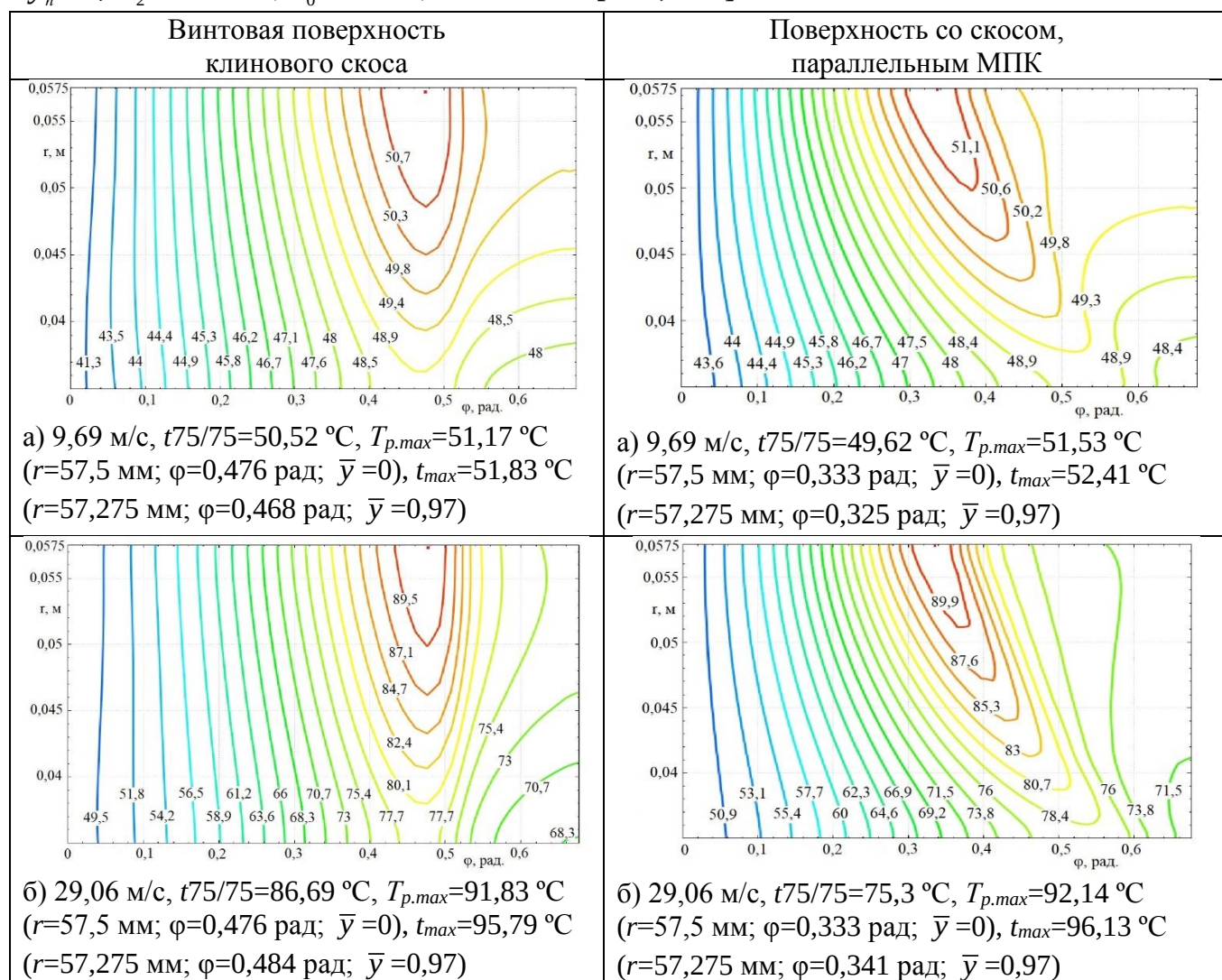
Рисунок 7.6 – Зависимость температур от средней окружной скорости вращения,  $t_0=40$  °C: а –  $t_{max}$  при разных зазорах  $h_2$ ; б –  $t_{75/75}$  при  $h_2=50$  мкм [317, 318]

В практике диагностирования работы упорного подшипника скольжения рекомендуется устанавливать датчик температуры или термопару в эталонной точке 75/75, предложенной R. C. Elwell [317, 319] и зафиксированной в API 670 (4-е издание): датчик должен быть расположен на расстоянии 75 % ширины подушки радиально от внутреннего диаметра (т. е.  $r = 51,875$  мм) и на 75 % длины подушки от передней кромки (т. е.  $\varphi = 0,508$  рад.). Как видно из рисунка 7.6б, при таком способе датчик в действительности не измеряет максимальную температуру: с возрастанием средней окружной скорости разница между температурными кривыми  $t_{max}$  и  $t_{75/75}$  увеличивается. При зазоре 50 мкм для масла ISO VG 32 разница достигает 35 град., для масла ISO VG 46 – 45 град. Естественно, это связано с расположением максимума температуры смазочного слоя  $t_{max}$  вблизи рабочей поверхности подушки упорного подшипника. Для понимания этого необходимо рассмотреть влияние определяющих факторов на температурное поле (изотермы) подушки.

На таблице 7.4 представлены изотермы рабочей поверхности подушки при разных окружной скорости и профилировании. Можно заметить, что постепенное повышение температуры от передней кромки подушки к задней сильно зависит от заданной окружной скорости. Двигаясь по подушке к центру, изотермы широко и равномерно разнесены в радиальном направлении. Ближе к выходной кромке на распределение изотерм существенную роль начинает играть профиль рабочей поверхности подушки или конкретно линия перехода из клиновой части в плоскую. Для параллельного скоса из-за особенности профиля линия экстремумов температуры направлена под углом к оси  $\varphi$ , а максимум температуры смазочного слоя  $t_{max}$  возникает ближе к внешнему радиусу подушки из-за влияния вращения диска и центробежных сил инерции и посередине по длине подушки. При этом также возникает градиент температуры в радиальном направлении, который увеличивается с возрастанием окружной скорости: при скорости 67,81 м/с (соответствует частоте 14 000 мин<sup>-1</sup>) разница составляет примерно 45 град. Наибольшая температура образуется при максимальной скорости. Это в целом не соответствует мате-

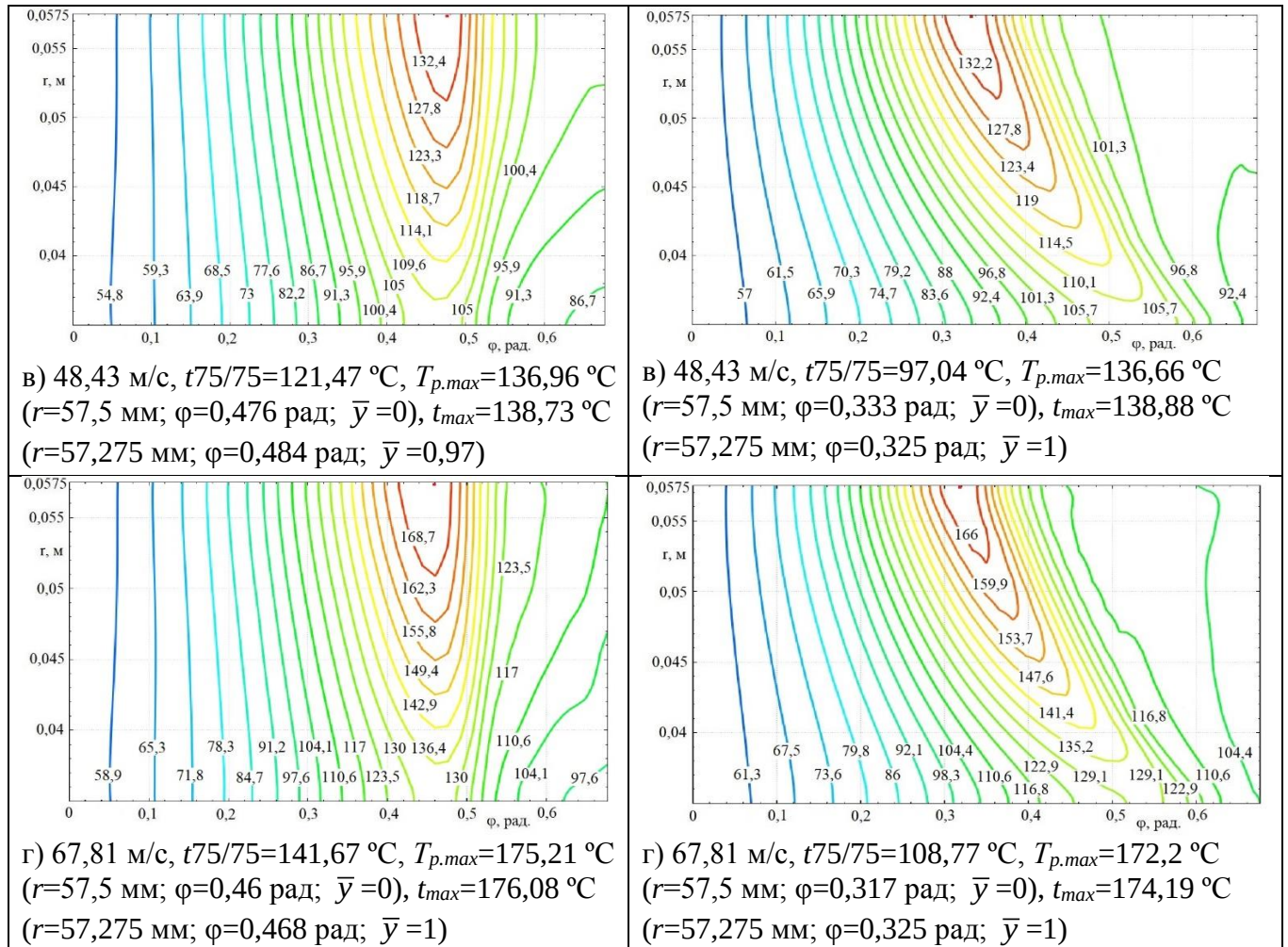
матической постановке программы Sm2px2T, где распределение температур рассчитывается на среднем радиусе, и решение распространяется на весь объем смазочного и пограничного слоев. Далее при приближении к выходной кромке подушки температурное поле по радиусу выравнивается. Для винтовой поверхности картина изменения температуры отличается более плавным изменением в угловом направлении: линия экстремумов температуры практически вертикальна, а максимум смещен ближе к внешнему радиусу и задней кромке. Эталонная точка 75/75 имеет значительное отклонение от координат температур  $t_{max}$  и  $T_{p,max}$  (см. таблицу 7.4): 10,8 % по  $r$  и 7,4 % по  $\varphi$  для винтовой поверхности; 10,8 % по  $r$  и 35 % по  $\varphi$  для параллельного скоса. Следовательно, для диагностирования точку 75/75 можно рекомендовать только для профиля подушки с винтовой

Таблица 7.4 – Распределение изотерм на рабочей поверхности подушки при  $y_n=0$ ,  $h_2=50$  мкм,  $t_0=40$  °C, ISO VG 32 [317, 319]





Продолжение таблицы 7.4



поверхностью, а для профиля с параллельным МПК скосом рекомендуется точка 75/60.

Представляет интерес также рассмотреть изменение потерь мощности от высоты зазора при разных классах вязкости. Как видно из рисунка 7.7а, с увеличением окружной скорости  $V$  и уменьшением зазора  $h_2$  потери мощности подшипника существенно возрастают, что связано с увеличением градиентов скоростей  $V_r$  и  $V_\varphi$  по высоте зазора между подушками и диском. Например, для масла вязкости ISO VG 32 и при  $V=48,43\text{ м/с}$  потери при зазоре  $h_2=50\text{ мкм}$  выше потерь при  $h_2=90\text{ мкм}$  на  $(3,17948-2,70811) \cdot 100/2,70811=17,4\text{ \%}$ . При этом интенсивность увеличения потерь мощности  $N$  с уменьшением высоты зазора  $h_2$  при одинаковой вязкости возрастает. В некоторых случаях для масла ISO VG 46 при определенном сочетании повышенных окружных скоростей потери при разных зазорах



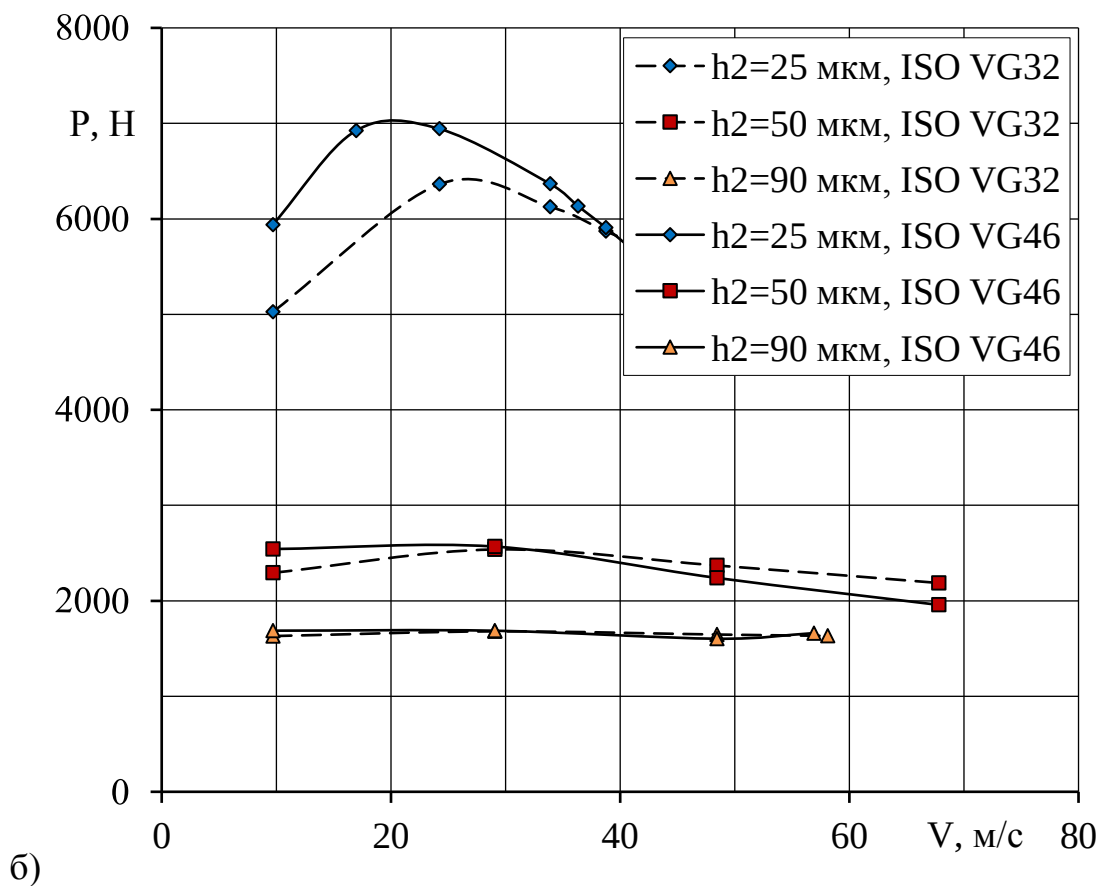
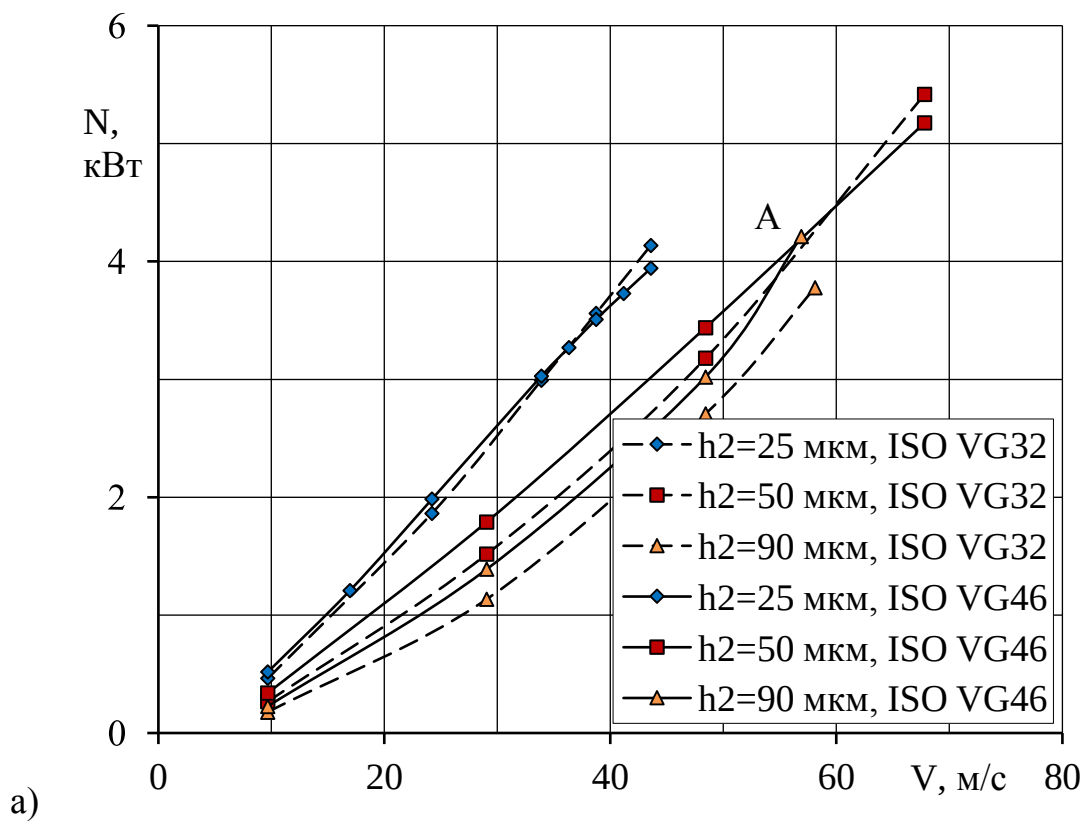


Рисунок 7.7 – Зависимость потерь мощности (а) и несущей способности (б) упорного подшипника от средней окружной скорости вращения при разных зазорах  $h_2$  и классе вязкости,  $t_0 = 40^\circ \text{C}$  [317, 318]

могут совпадать (точка А). При малом зазоре  $h_2$  потери мощности  $N$  для разных классов вязкости практически совпадают, но при дальнейшем увеличении высоты зазора возникает некоторая постоянная разность. Например, при  $h_2=50$  мкм и  $V=48,43$  м/с потери мощности более густого масла вязкости ISO VG 46 выше потерь масла вязкости ISO VG 32 на  $(3,44004-3,17948) \cdot 100/3,17948=8,2$  %, что можно объяснить увеличенным коэффициентом вязкости  $\mu$  поступаемого масла и увеличенными потерями на сдвиг. Однако при больших значениях  $V$  кривые мощности  $N$  совмещаются. Следует отметить, что в данной работе рассматриваются только гидравлические потери мощности в смазочном и пограничном слоях подшипника без учета потерь на завихрение в МПК и дискового трения свободных поверхностей упорного диска о перемещающуюся смазку, вклад которых в суммарные потери может быть значительным [18, 53, 315, 316].

Интересным образом при этом изменяется несущая способность упорного подшипника (рисунок 7.7б): увеличение окружной скорости повышает грузоподъемность только при малых зазорах. Дальнейшее увеличение  $V$  для масел обоих классов вязкости ISO VG 32 и VG 46 приводит, наоборот, к снижению грузоподъемности из-за увеличивающихся потерь, и кривые  $P$  практически совмещаются. С увеличением  $h_2$  влияние окружной скорости и класса вязкости масла, т. е. вязкости поступаемого масла при нормированной температуре, становится минимальным. По-видимому, это связано с взаимным влиянием нескольких механизмов. Например, при увеличенных зазорах вследствие пониженного гидравлического сопротивления поток смазки движется между подушками и диском с пониженными скоростями и вязкостью. Однако, неизбежное выделение теплоты при потерях на сдвиг в свою очередь приводит к снижению вязкости (разжижению) рабочего объема масла и снижению тепловыделения. От сочетания этих противоположных механизмов зависит форма кривой несущей способности. При зазоре 50 мкм при скорости более 29,06 м/с возникает некоторая разница между двумя классами вязкости до 10 %. При зазоре 90 мкм кривые несущей способности упорного подшипника двух классов вязкости ISO VG 32 и VG 46 практически совпадают.

### 7.3 Влияние температуры подачи смазки

Температура подачи смазки оказывает существенное влияние на параметры, ограничивающие работу упорного подшипника скольжения: максимальную температуру  $t_{max}$  и минимальную толщину смазочного слоя  $h_{min}$ . Она определяет температурное поле, величину локальной вязкости смазки, потери мощности и режим течения смазки и, в конечном итоге, саму толщину смазочного слоя. Подача при пониженных значениях  $t_{nod}$  повышает эффективность охлаждения подшипника, но также приводит к повышению затрачиваемой мощности за счет вязкого сдвига слоев смазки (становится заметным в условиях экономии энергии) и нехватке требуемого расхода по условию отвода теплоты. В свою очередь высокие значения  $t_{nod}$  могут привести к снижению несущей способности подшипника и увеличению риска контакта между вращающимся упорным диском и подушками из-за снижения необходимой рабочей вязкости и создаваемого гидродинамического давления. Высокие температуры также могут привести к тепловым деформациям рабочей поверхности подушек, и, как следствие, к вероятному локальному контакту рабочих поверхностей в местах наименьшей толщины несущего слоя. При этом низкая вязкость смазочного слоя подшипника приводит к снижению эффективности демпфирования, способствуя неустойчивому режиму работы компрессора при колебаниях осевой нагрузки.

Температура подачи смазки в упорный подшипник строго регламентируется и, как правило, равна 35...45 °С, а допустимая температура смазки на сливе может достигать 70...80 °С [18, 296]. При расчетах принимают температуру слива 60...65 °С. Это объясняется необходимостью поддержания оптимального перепада температуры на подаче и сливе смазки из корпуса подшипника. Согласно стандарту API 612 (6-е издание) требуется, чтобы повышение температуры смазки через подшипник и корпус не превышало 30 °С. Следовательно, общий подогрев смазки должен составлять примерно  $\Delta t = 20...25$  °С. Для турбинного масла Тп-22 при перепаде температур  $\Delta t = 17...23$  °С и рассчитанных суммарных потерь мощности на трение  $N_{\Sigma}$  с учетом конструкции подшипника и способа подачи удельный расход смазки должен составлять  $Q^* = Q/N_{\Sigma} = 1,5...2$  л/(мин·кВт) [18]. Вы-

сокая температура смазки на сливе при работе упорного подшипника со временем может привести к старению масла и появлению в нем коксообразных продуктов [35]. По мнению авторов М. Б. Хадиева, И. В. Хамидуллина [18] для упорного и опорных подшипников скольжения компрессоров допустимой максимальной температурой работы непосредственно смазочного слоя может считаться величина  $[t_{\max}] = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

На необходимость экспериментального изучения тепловых режимов работы применительно к иным конструкциям подшипников указывали многие авторы. W. W. Gardner занимался изучением влияния расхода масла на потери мощности и температуры смазочного слоя упорного подшипника с самоустанавливающимися подушками [287]. Он указал, что подаваемая в подшипник смазка используется не только для создания гидродинамического слоя между поверхностями подушек и диска, но и для уноса большей части тепловой энергии, выделяющейся внутри слоя, а также для обеспечения охлаждения опорных частей. По отношению к этой же конструкции упорного подшипника А. М. Mikula подтвердил [320], что повышение температуры  $t_{\text{nod}}$  приводит к повышению температур подушек, снижению потерь мощности и наоборот. При этом изменение температуры подушки и потерь мощности меньше, чем изменение температуры подачи смазки (в процентах). При увеличении нагрузки на подшипник уменьшается влияние изменения температуры подушки, возникающее в результате изменений температуры  $t_{\text{nod}}$ . По отношению к опорным цилиндрическим подшипникам исследования проводили В. D. Dowson и др. [321], представившие результат о влиянии температуры подачи на распределение температуры рабочей поверхности подшипника. По отношению к опорному подшипнику с двумя канавками подачи смазки исследования провели F. V. Brito и др. [322], заключив, что температура  $t_{\text{nod}}$  существенно влияет на расход масла, эксцентриситет вала и максимальную температуру слоя.

Из-за сложности математического описания трехмерной тепловой картины работы подшипника скольжения практически отсутствуют теоретические исследования, направленные на подробное изучение температурных режимов. Избежать ограниченности физического эксперимента и провести всесторонний тепло-

вой анализ работы упорного подшипника с неподвижными подушками позволяет расчетная программа Sm2px3Tht [275]. Благодаря особенностям ПТУГД модели, описываются возникновение гидродинамического давления смазочного слоя и совместные процессы распространения теплоты во всех областях подшипника: в смазочном и пограничном слоях, твердых телах (упорный диск и подушка) с учетом условий теплообмена с окружающей средой и межподушечным каналом.

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tht при численных экспериментах также приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Компрессорные машины и установки» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [8, 317]. На условной границе пограничного слоя задавалась температура смазки в МПК, т. е.  $t = t_0$ . В программу Sm2px3Tht введены характеристики турбинных масел с разным классом вязкости по ISO 3448: масло Тп-22С по ТУ 38.101821-2013 или Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92 (ISO VG 32) и Тп-30 по ГОСТ 9972-74 (ISO VG 46). Размеры аппроксимирующих сеток приняты  $N_r = 51$ ,  $N_\phi = 71$ ,  $N_y = 31$ ,  $N_{уп} = 9$ ,  $N_{уд} = 9$ . Остальные исходные данные указаны в таблице 7.5.

Численные эксперименты представлены в виде зависимости максимальной температуры смазочного и пограничного слоев  $t_{max}$  от температуры подачи  $t_0$  (рисунок 7.8а) при разной высоте зазора  $h_2$  (эквивалентно воспринимаемой осевой нагрузке). С увеличением температуры  $t_0$  максимальная температура  $t_{max}$  вначале падает, а далее стремится к постоянному значению. Причем это снижение наиболее заметно при малых зазорах: при классе вязкости ISO VG 32 и зазоре  $h_2 = 25$  мкм снижение составляет  $(112,825 - 91,1631) \cdot 100 / 91,1631 = 23,8$  %; при зазоре  $h_2 = 90$  мкм кривая температуры  $t_{max}$  вначале снижается на  $(74,1745 - 68,8582) \cdot 100 / 68,8582 = 7,7$  °С, а затем возрастает на  $(74,7223 - 68,8582) \cdot 100 / 68,8582 = 8,5$  °С. При изменении класса вязкости масла с ISO VG 32 на VG 46 при одинаковых частоте вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$  и зазоре  $h_2 = 50$  мкм температура  $t_{max}$  возрастает на  $(96,1797 - 83,5998) \cdot 100 / 83,5998 = 15$  %.

Таблица 7.5 – Исходные данные для расчета

| № п.п. | Параметр                                                        | Обозначение и единица измерения                 | Значения              |
|--------|-----------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------|
| 1.     | Профиль рабочей поверхности подушки                             | Винтовая поверхность                            | -                     |
| 2.     | Частота вращения ротора                                         | $n$ , мин <sup>-1</sup>                         | 5000                  |
| 3.     | Внутренний диаметр                                              | $D_1$ , мм                                      | 70                    |
| 4.     | Внешний диаметр                                                 | $D_2$ , мм                                      | 115                   |
| 5.     | Количество подушек                                              | $z$                                             | 8                     |
| 6.     | Высота зазора                                                   | $h_2$ , мкм                                     | 25, 50, 90            |
| 7.     | Угловая протяженность подушки                                   | $\theta_n$                                      | 38,8°                 |
| 8.     | Угловая протяженность скоса                                     | $\theta_\kappa$                                 | $0,75 \cdot \theta_n$ |
| 9.     | Глубина скоса                                                   | $\delta_{ск}$ , мм                              | 0,05                  |
| 10.    | Толщина упорного диска                                          | $H_\partial$ , мм                               | 25                    |
| 11.    | Толщина подушки                                                 | $H_n$ , мм                                      | 5                     |
| 12.    | Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска | $\lambda_n = \lambda_\partial$ ,<br>Вт/(м·град) | 50                    |
| 13.    | Теплоемкость материала подушки и упорного диска                 | $c_n = c_\partial$ ,<br>Дж/(кг·град)            | 469                   |
| 14.    | Температура подачи смазки                                       | $t_0$ , °C                                      | 30, 40, 50,<br>60, 70 |
| 15.    | Давление по краям подушки, абс.                                 | $p _r$ , МПа                                    | 0,24...0,26           |
| 16.    | Коэффициент теплоотдачи                                         | $\alpha_T$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·град)          | 300...500             |

Смазка на входе в смазочный слой упорного подшипника характеризуется двумя физическими параметрами: непосредственно температурой  $t_0$  и величиной вязкости  $\mu_0$ . Указанные два параметра существенно влияют на тепловые процессы в смазочном и пограничном слоях. Вязкость, например, определяет выделение и накопление теплоты при вязком трении (сдвиге) между слоями рабочей жидкости подшипника за счет диссипации механической энергии при перемещении смазки в направлении вращения упорного диска. Этот процесс также можно связать с общеизвестным законом Ньютона-Петрова [80], который объединяет касательное напряжение внутреннего трения (сдвига) с динамической вязкостью и изменением скорости среды в смазке:  $\tau = \mu(du / dy)$ , т. е. чем выше вязкость, тем интенсивнее выделение теплоты. С увеличением температуры  $t_0$  рабочая вязкость

смазочного и пограничного слоев заметно уменьшается, приводя к сокращению выделения теплоты и снижению, соответственно, температуры  $t_{max}$ . Однако если рассмотреть вычисленную среднеарифметическую температуру  $t_{сред}$  точек равномерной по объему смазочного и пограничного слоев аппроксимируемой сетки (рисунок 7.8а), то видно, что с увеличением температуры  $t_0$  происходит фактически прямолинейное повышение общего температурного уровня упорного подшипника: при  $h_2=25$  мкм повышение составляет  $(75,2766-52,1022) \cdot 100 / 52,1022 = 44,5 \%$ , при  $h_2=90$  мкм –  $(74,7223-43,9267) \cdot 100 / 43,9267 = 70,1 \%$ .

Тепловыделение в смазочном и пограничном слоях определяет объем теплообмена через контактирующие поверхности упорного диска и подушки. Характер изменения максимальной температуры подушки  $T_{p,max}$  при повышении температуры  $t_0$  и изменении класса вязкости с ISO VG 32 на VG 46 остается аналогичным температуре  $t_{max}$ , что можно наблюдать на рисунке 7.8б. При этом температура  $T_{p,max}$  существенно выше максимальной температуры диска  $T_{d,max}$  за счет повышенного теплопритока из смазки. Упорный диск, который выполняет функции теплового аккумулятора, при вращении обменивается теплом с входной и выходной областями смазочного слоя подушки и пограничным слоем МПК, имеющими разный температурный уровень, принимая в конечном итоге некоторую осредненную величину, постоянную в окружном направлении [56, 301, 323]. Влияние изменения температуры  $t_0$  на температуру  $T_{d,max}$  также существенно: при классе вязкости ISO VG 32 и зазоре  $h_2=25$  мкм равномерное повышение составляет  $(74,4722-58,8678) \cdot 100 / 58,8678 = 26,5 \%$ , при зазоре  $h_2=90$  мкм –  $(65,6401-48,283) \cdot 100 / 48,283 = 35,9 \%$

Из рисунка 7.9а видно, что с повышением температуры подачи  $t_0$  за счет снижения вязкости  $\mu$  потери мощности  $N$  существенно уменьшаются: при  $h_2=25$  мкм снижение составляет  $(1,95222-0,925699) \cdot 100 / 0,925699 = 110,9 \%$ , при  $h_2=90$  мкм –  $(0,989911-0,383752) \cdot 100 / 0,383752 = 158 \%$ . Более высокие потери

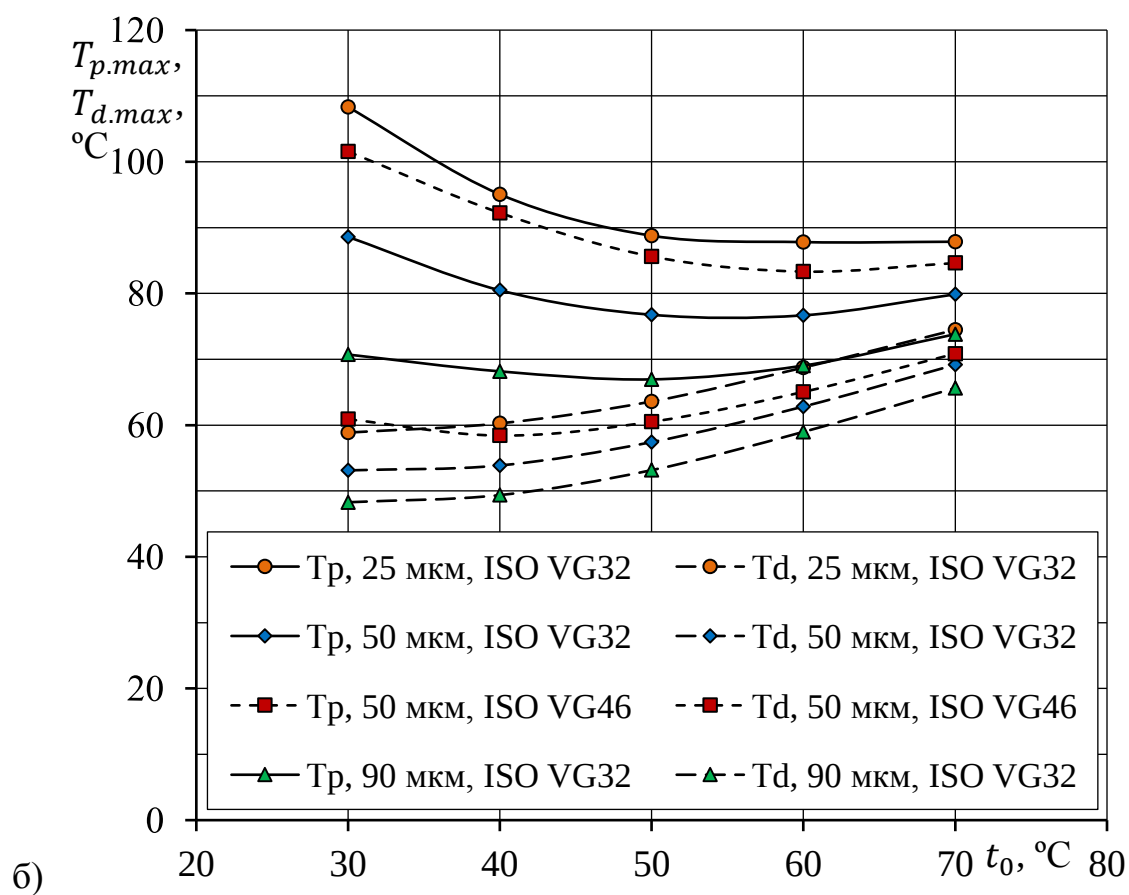
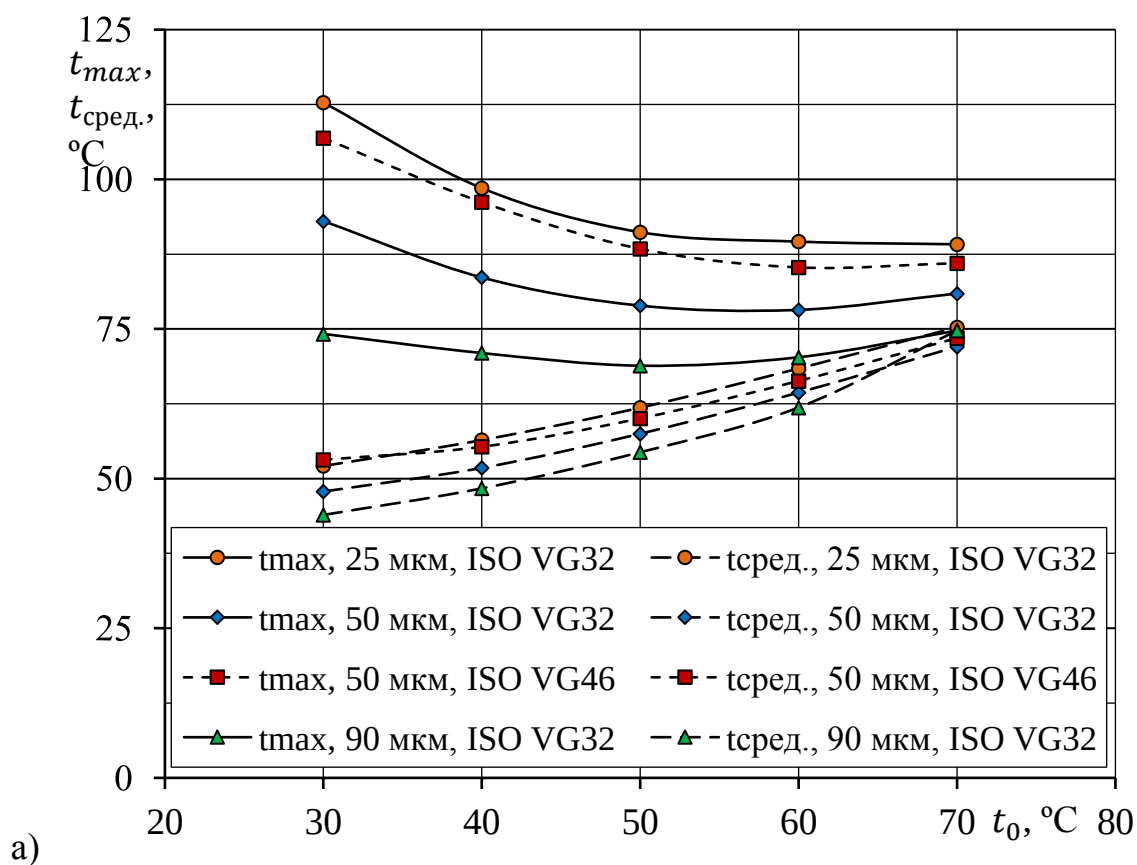


Рисунок 7.8 – Изменение температур слоя (а), подушки и диска (б) упорного подшипника в зависимости от температуры подачи  $t_0$  при разных высоте зазора  $h_2$  и классе вязкости [323, 324]



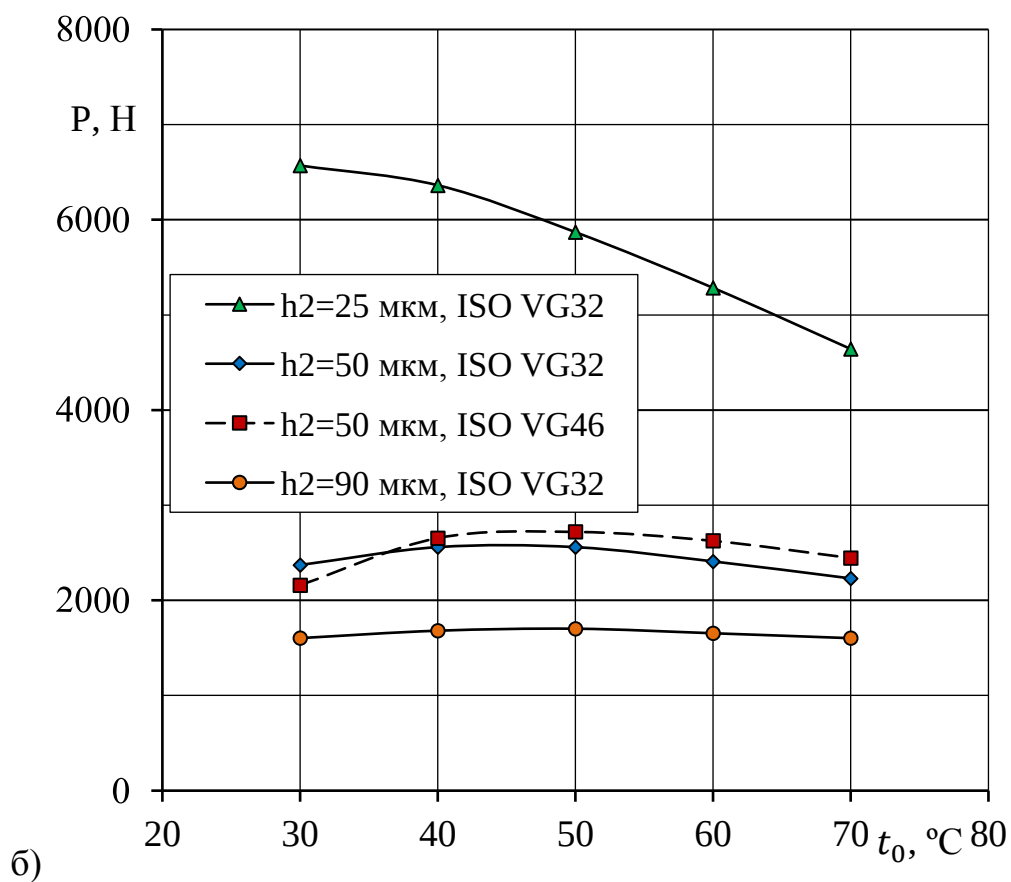
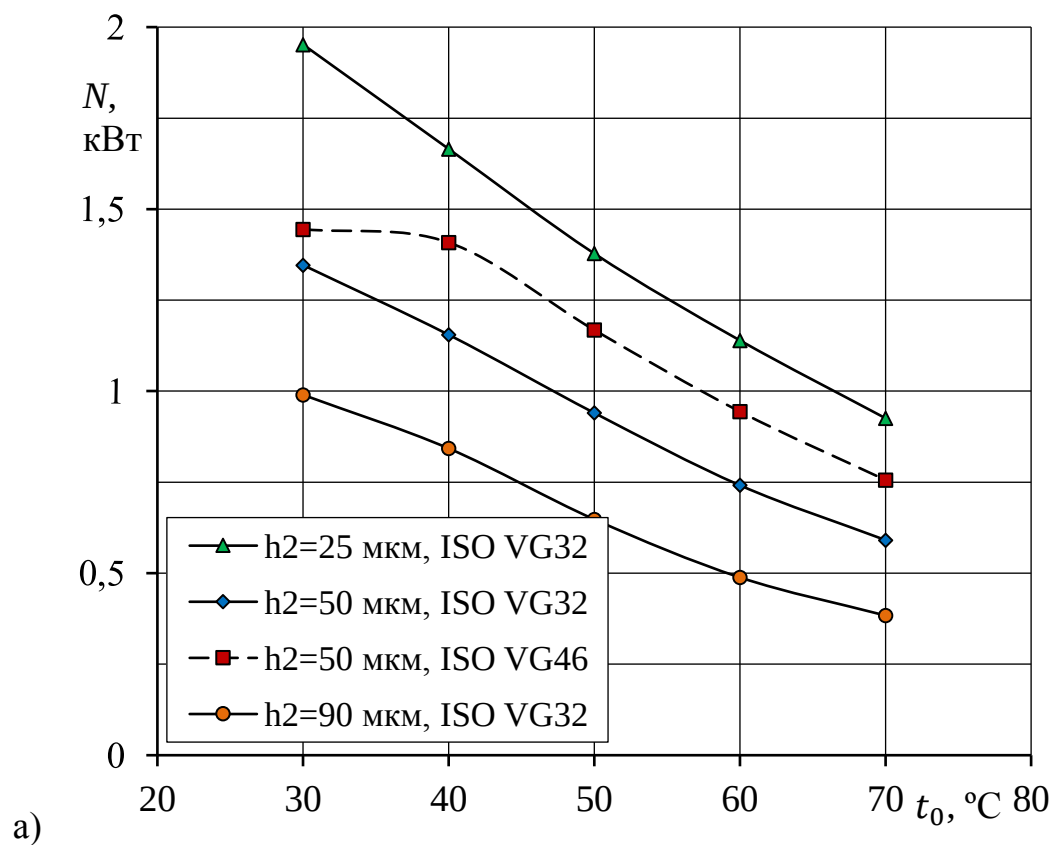
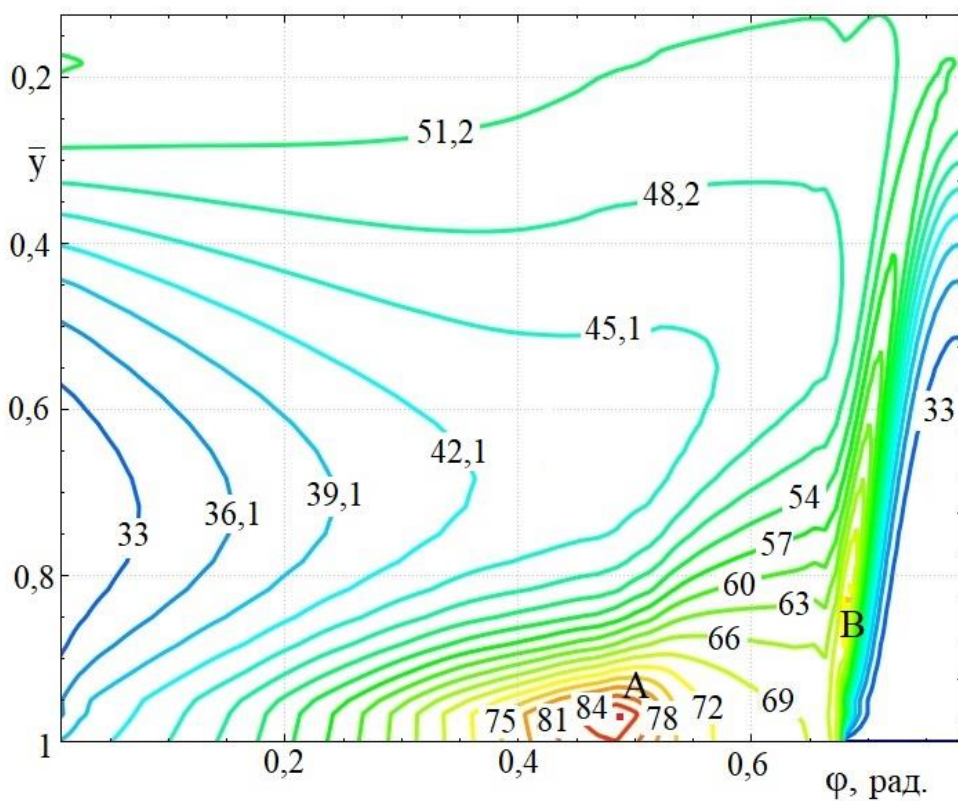


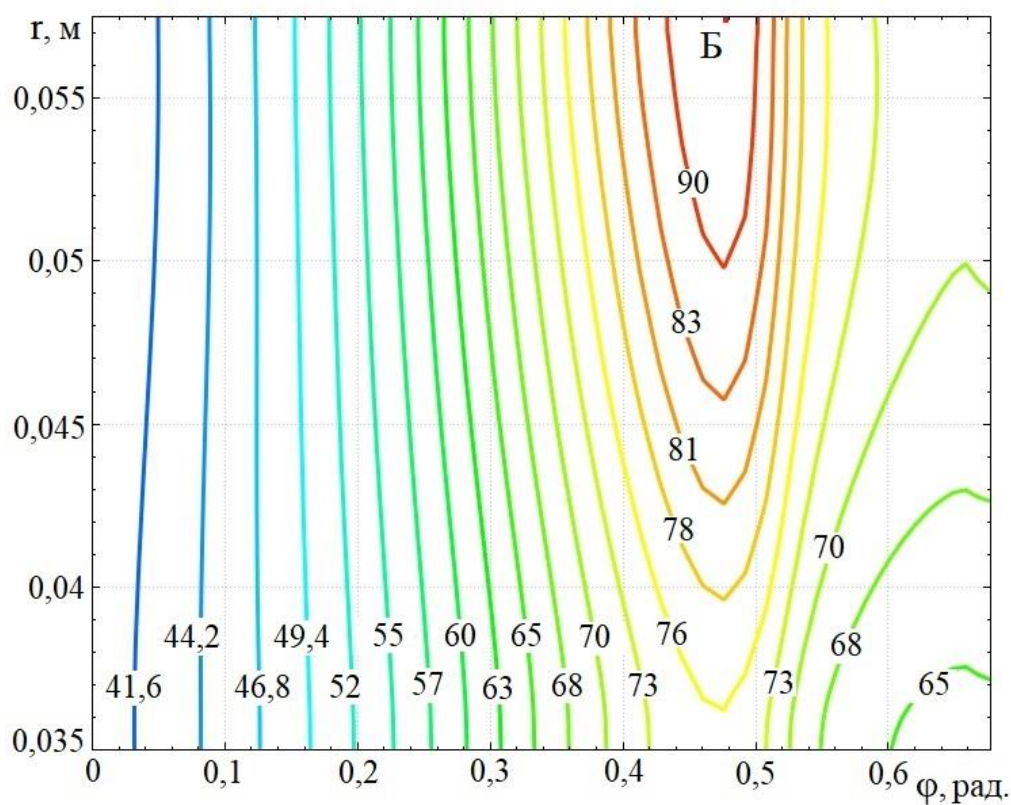
Рисунок 7.9 – Изменение потерь мощности (а) и несущей способности (б) упорного подшипника в зависимости от температуры подачи  $t_0$  при разных высоте зазора  $h_2$  и классе вязкости [323, 324]

мощности возникают при малой высоте зазора  $h_2$ . В случае применения более густого масла ISO VG 46 потери мощности за счет повышенной вязкости более высокие, в среднем на 24,2 %, при этом характер изменения кривой потерь мощности с повышением температуры  $t_0$  остается неизменным. Взаимно противоположные процессы повышения температурного уровня и снижение вязкости смазки при повышении температуры  $t_0$  наиболее явно отражаются на изменении несущей способности упорного подшипника  $P$  (рисунок 7.9б). Если при малой высоте зазора наблюдается снижение  $P$  на  $(6569,8815 - 4641,6858) \cdot 100 / 4641,6858 = 41,5$  % (что скорее всего в действительности приведет к уменьшению минимального зазора  $h_2$ ), то при увеличении высоты зазора  $h_2$  кривая несущей способности подшипника постепенно принимает неизменный горизонтальный вид, не зависимо от класса вязкости подаваемого масла.

На рисунках 7.10 и 7.11 представлено распределение изотерм в смазочном и пограничном слоях и на рабочей поверхности подушки при разных температурах подачи  $t_0$ . При движении смазки под действием упорного диска вдоль координаты  $\varphi$  происходит непрерывное выделение и накопление теплоты за счет вязкого сдвига из-за диссипации энергии жидкости [301], что приводит к постепенному повышению температурного уровня в окружном направлении. При подаче смазки с температурой  $t_0 = 30$  °C температура диска вдоль поверхности в окружном направлении принимает осредненные значения (рисунок 7.10а). За счет торможения смазки на рабочей поверхности неподвижной подушки температура интенсивно возрастает, и максимум находится практически на опорной поверхности (точка А): при  $t_0 = 30$  °C координаты равны  $\bar{t}_{max} = (0,98; 0,62; 0,97)$ , при  $t_0 = 70$  °C –  $\bar{t}_{max} = (0,98; 0,596; 0,97)$ . Далее происходит понижение температуры смазки за счет влияния охлаждающей жидкости, поступающей из МПК с температурой  $t_0$  через условную границу пограничного слоя при  $(-1 \leq \bar{r} \leq 1, \bar{\theta}_n \leq \bar{\varphi} \leq 1, \bar{y} = 1)$ . При отсутствии перекоса установки подпятника и биения диска перепад температур присутствует только от входной кромки и до середины подушки (рисунки 7.10б, 7.11б) [56, 167]. Это может быть объяснено равномерным поступлением смазки во

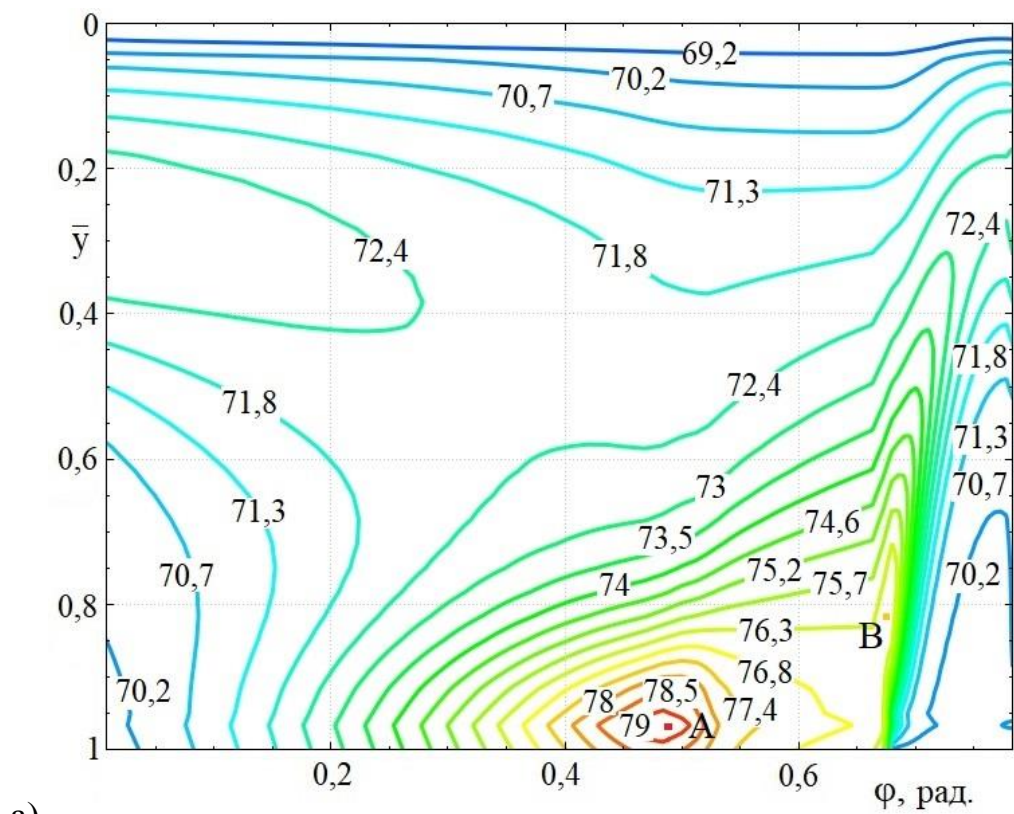


а)

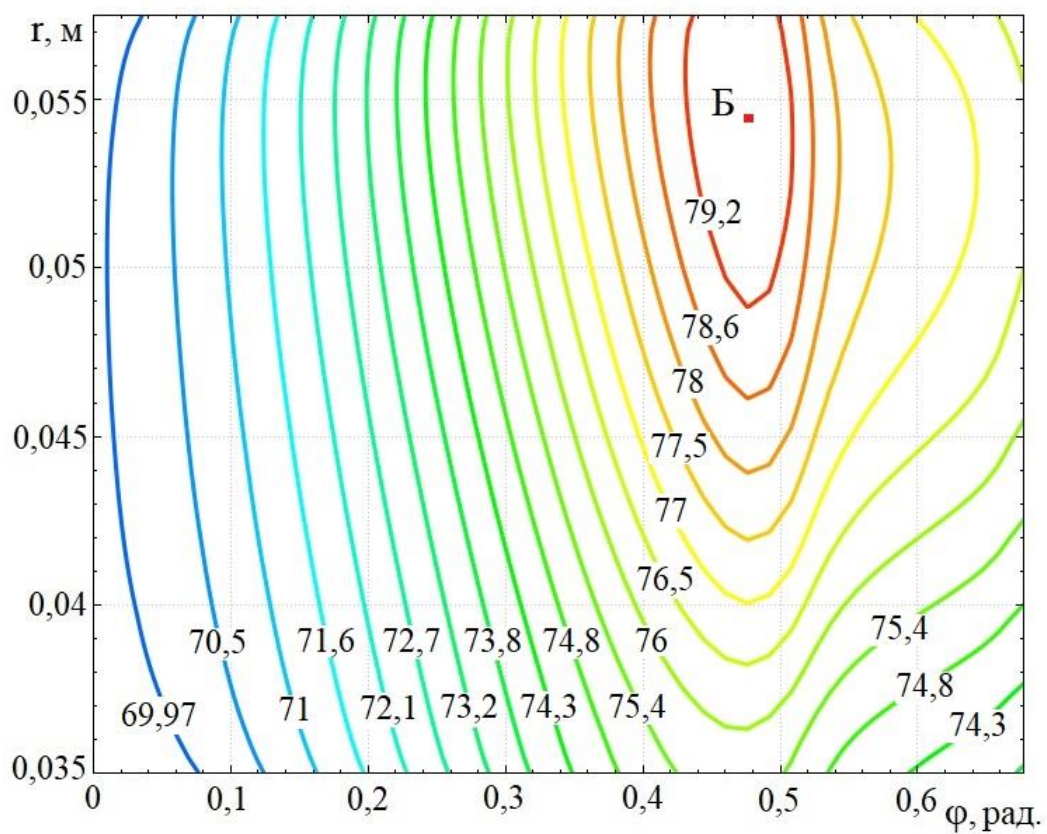


б)

Рисунок 7.10 – Распределение изотерм в сечении смазочного и пограничного слоев на среднем радиусе подушки при  $\bar{r}=0$  (а) и на рабочей поверхности подушки при  $\bar{y}_n=0$  (б);  $h_2=50$  мкм,  $t_0=30$  °C,  $t_{max}=93$  °C [323, 324]



а)



б)

Рисунок 7.11 – Распределение изотерм в сечении смазочного и пограничного слоев на среднем радиусе подушки при  $\bar{r}=0$  (а) и на рабочей поверхности подушки при  $\bar{y}_n=0$  (б);  $h_2=50$  мкм,  $t_0=70$  °С,  $t_{max}=80,9$  °С [323, 324]

входное сечение смазочного слоя и боковыми утечками, что приводит к выравниванию температурного поля вдоль координаты  $r$ . Однако далее по мере приближения к границе перехода от клиновой части подушки к плоской возникает максимум  $T_{p.max}$  (точка Б), смещенный к внешнему радиусу из-за возрастания влияния окружной скорости диска [301, 323]. Можно отметить, что при увеличении температуры  $t_0$  происходит выравнивание температурного поля смазочного и пограничного слоев. При  $t_0=70\text{ }^{\circ}\text{C}$  на рабочей поверхности подушки область максимальной температуры  $T_{p.max}$  расширяется (рисунок 7.11б), а вдоль поверхности диска смазка движется уже с температурой подачи  $t_0$  (рисунок 7.11а). Также можно заметить, что при увеличенной  $t_0=70\text{ }^{\circ}\text{C}$  имеются изотермы с температурой, меньшей температуры  $t_0$  за счет теплоотвода от внешних стенок подушки и диска во внешнюю среду (рисунок 7.11). Максимум температуры на поверхности подушки смещается во внутреннюю область: при  $t_0=70\text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $\bar{T}_{p.max}=(0,72; 0,606; 0)$ .

Во всех случаях возникает отдельный локальный максимум температуры (точка В, рисунки 7.10а, 7.11а) вблизи границы перехода из смазочного слоя в пограничный при  $\varphi = \theta_n$ , который уменьшается по мере приближения к внешнему радиусу или увеличения температуры  $t_0$ . В целом по ходу движения жидкости холодная смазка из МПК в области пограничного слоя оттесняет нагретый на поверхности подушки слой в сторону диска, образуя некоторую единую область повышенной температуры в радиально-окружном направлении от поверхности подушки в области смазочного слоя к диску в области пограничного слоя.

Таким образом, учитывая противоположный характер изменения основных локальных и интегральных характеристик упорного подшипника скольжения при повышении температуры подачи  $t_0$ : снижение максимальной температуры смазки  $\bar{t}_{max}$  и подушки  $T_{p.max}$ , потерь мощности  $N$ , однако возрастание средней по смазке температуры  $t_{сред}$ . (общего температурного уровня смазки) и, как следствие, снижение несущей способности подшипника  $P$ , можно сделать вывод, что независи-

мо от величины зазора  $h_2$  и класса вязкости смазки по ISO 3448 наиболее приемлемой величиной температуры подачи является  $t_0=35...45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что согласуется с практическим опытом проектирования опор скольжения.

#### 7.4 Выводы

На основе проведенных численных экспериментов, направленных на изучение теплового состояния элементов упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при установившихся режимах работы компрессорных машин и выполненных с помощью разработанной программы «Sm2px3Tht – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» [275], можно сделать следующие выводы:

- при диссипации механической энергии и превращении ее в тепловую по направлению течения смазки упорного подшипника повышается общий температурный уровень подшипника. Область нагретой смазки формируется вблизи поверхности подушки, где и находится максимум температуры  $t_{max}$ , являющийся важным диагностическим параметром. Максимум температуры не достигает выходной границы в виду теплообмена с внешней средой МПК, смещен к внешней кромке подушки и находится на расстоянии примерно 20...30 % от выходной;

- около поверхности вращающегося упорного диска формируется осредненная постоянная температура по направлению вращения, что продиктовано быстротечностью процессов теплообмена между диском и разными по величине температуры участками смазки. Диск выполняет в процессе работы важную функцию теплового аккумулятора и перераспределяет потоки тепла при установившемся режиме работы подшипника;

- при смешивании свежей смазки МПК с отработанной нагретой смазкой предыдущей подушки формируется температура по высоте зазора на входе в последующую подушку при  $\varphi = 0$ , которая существенно влияет на точность расчетов и, соответственно, выходных интегральных характеристик, используемых на практике профильными инженерами. Это смешивание учитывается при ПТУГД математическом моделировании;



- теплота, возникающая в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника, отводится самой смазкой за счет конвекции при протекании объемов смазки через зазор подшипника в окружном и радиальном за счет боковых утечек направлениях; часть этого тепла отводится посредством теплопроводности при контакте с поверхностями подушки и диска. Влияние кондуктивного теплообмена наиболее явно проявляется при возрастании частоты вращения диска, а его доля относительно теплообмена за счет конвекции изменяется незначительно при изменении высоты зазора  $h_2$  (сохраняется 18 %). На это также указывает двукратное увеличение максимума температуры  $t_{max}$  при повышении частоты  $n$  от 3000 до 15000 мин<sup>-1</sup> в отличие от изменения толщины слоя  $h_2$ ;

- проведенные исследования указывают на необходимость учета теплообмена смазочного и пограничных слоев с рабочими поверхностями подушки и диска упорного подшипника. Учитывая современные тенденции повышения мощностей и расхода компримируемого газа проектируемых компрессорных установок, а, следовательно, частот вращения и осевых нагрузок, подобный учет существенно повышает адекватность математической постановки описания работы упорного подшипника. Наиболее точной является трехмерная тепловая периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая постановка, положенная в основу численной реализации программы Sm2px3Tхт;

- максимальная температура смазочного слоя  $t_{max}$  существенно возрастает с увеличением средней окружной скорости вращения из-за выделения и накопления теплоты при диссипации механической энергии в смазке. Выделение теплоты в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника зависит от частоты вращения диска (т. е. окружной скорости), величины рабочего зазора, температуры и непосредственно вязкости подаваемого масла;

- на температурный режим работы упорного подшипника существенное влияние оказывает класс вязкости подаваемого масла (рассмотрены масла классов вязкости ISO VG 32 и VG 46). При этом на разницу между температурными кривыми двух классов масла с повышением окружной скорости влияние самой ско-

рости и высоты зазора  $h_2$  становится незначительным;

- при рассмотренных профилях рабочей поверхности подушек упорного подшипника температура для параллельного МПК скоса в эталонной точке 75/75 существенно отличается от максимальной  $t_{max}$ : например, для масла ISO VG 46 и при зазоре  $h_2=50$  мкм разница составляет 66 град., что связано с разным координатным расположением температур. В целом для винтовой поверхности для диагностики работы упорного подшипника можно рекомендовать точку 75/75 согласно стандарту API 670, а для поверхности с параллельным МПК скосом – точку 75/60;

- увеличение окружной скорости диска и уменьшение высоты зазора приводит к существенному возрастанию потерь мощности на трение в подшипнике: для масла вязкости ISO VG 32 и при  $V=48,43$  м/с потери при зазоре  $h_2=50$  мкм выше потерь при  $h_2=90$  мкм на 17,4 %. Интенсивность увеличения потерь мощности  $N$  с уменьшением высоты зазора при одинаковой вязкости возрастает. При малых зазорах потери мощности для разных классов вязкости ISO VG 32 и VG 46 практически совпадают, но при дальнейшем увеличении высоты зазора возникает некоторая постоянная разность;

- несущая способность упорного подшипника зависит от окружной скорости только при минимальных зазорах (до 20...25 мкм). При увеличении зазора между подушками и диском несущая способность из-за внутренних совместных теплообменных и гидродинамических процессов становится практически независимой от скорости диска и класса вязкости;

- в целом масло класса вязкости ISO VG 46 рекомендуется использовать при низких частотах вращения ротора центробежного или винтового компрессора, когда не столь велики потери мощности энергии и общий низкий температурный режим работы. С повышением окружных скоростей и потребляемой энергии следует использовать масло класса вязкости ISO VG 32. Однако при этом необходимо более точно рассчитывать минимальную толщину смазочного слоя при заданной осевой нагрузке из-за пониженной грузоподъемности (не менее 20...25 мкм);



- при возрастании температуры подачи в упорный подшипник  $t_0$  максимальная температура смазки  $t_{max}$  при малых рабочих зазорах  $h_2$  резко уменьшается, а далее стремится к постоянному значению. По мере увеличения  $h_2$  это изменение становится незначительным. Уменьшение температуры  $t_{max}$  связано со снижением влияния роли вязкости на выделение теплоты за счет вязкого сдвига. Влияние вязкости смазки на тепловыделения особенно заметны при переходе от масла с классом вязкости ISO VG 32 на более густое VG 46;

- учитывая возрастание среднеарифметической температуры  $t_{сред.}$  по объему смазочного и пограничного слоев с увеличением температуры  $t_0$  общий температурный уровень смазочного и пограничного слоев смазки упорного подшипника непрерывно возрастает;

- характер изменения максимальной температуры подушки  $T_{p.max}$  при повышении температуры  $t_0$  и изменении класса вязкости с ISO VG 32 на VG 46 остается аналогичным температуре  $t_{max}$ . Максимальная температура диска  $T_{d.max}$  с увеличением температуры  $t_0$  постоянно возрастает. При этом максимум температуры подушки  $T_{p.max}$  значительно выше  $T_{d.max}$  за счет большего теплопритока из смазочного слоя при нагреве из-за слабой локальной конвекции на поверхности подушки;

- потери мощности  $N$  непрерывно уменьшаются с увеличением температуры  $t_0$  по причине разжижения смазки и снижения диссипации механической энергии. Несущая способность  $P$  с увеличением температуры  $t_0$  при малых зазорах  $h_2$  снижается, однако при более высоких рабочих зазорах это изменение становится несущественным независимо от класса вязкости подаваемого масла;

- при возрастании температуры подачи  $t_0$  происходит выравнивание температурного поля областей упорного подшипника. Максимум температуры  $t_{max}$  смазки находится практически на поверхности подушки с образованием дополнительного локального максимума вблизи выходной кромки при  $\varphi = \theta_n$ ;

- в целом при анализе графиков изменения локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик упорного подшипника от температуры  $t_0$  можно сделать вывод о подтверждении, независимо от режимных параметров, наиболее приемлемой величиной температуры подачи  $t_0=35\ldots45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при которой, не смотря на повышенные потери мощности, остаются относительно невысокими максимальные температуры смазки, подушки, упорного диска и общее распределение температур смазки в подшипнике и, как следствие, повышенная несущая способность.

## ГЛАВА 8 ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПУТЕМ СРАВНЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ФИЗИЧЕСКОГО И ЧИСЛЕННОГО ЭКСПЕРИМЕНТОВ. ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ

Результаты полученных численных экспериментов с помощью разработанной программы Sm2px3Tht необходимо верифицировать. Достоверность результатов в значительной степени зависит от адекватности составленной математической модели и погрешности проведения численных экспериментов. Понятие адекватности включает в себя правомерное качественное и количественное описание объекта (или процесса) по выбранным параметрам с осмысленной степенью точности [325].

Адекватность математической модели, как было указано в главе 3, Том 1, обеспечивается использованием при ее разработке известных дифференциальных уравнений сохранения количества движения (Навье-Стокса, 3.1-3.3, Том 1), неразрывности (3.4), Том 1, сохранения внутренней энергии (3.37), Том 1, которые выражают фундаментальные законы сохранения количества движения (импульса), массы и энергии [170, 262]. Эти законы многократно обоснованы теоретически и подтверждены экспериментально. В зависимости от постановки задачи к этим уравнениям добавляются уравнения распространения тепла в элементах конструкции (3.53, 3.66), Том 1, зависимости области течения смазки от геометрических параметров и формы зазора (3.120, 3.121, 3.123), Том 1, и характеристик смазки от температуры (3.80, 3.81), Том 1. При рассмотрении подвижного элемента дополнительно могут быть присоединены уравнения качания (3.107), Том 1, и осевого перемещения (3.111), Том 1, подушки. Реализация трехмерной математической модели приближает работу УПС к физическим процессам на практике.

При этом необходимо учитывать, что в процессе разработки математической модели исходные уравнения упрощены, и для решения конкретных гидродинамических и тепловых задач к ним присоединены краевые условия. При численной реализации также вводятся определенные допущения, продиктованные заменой дифференциальных уравнений разностными аналогами и самими математическими методами. Следовательно, является актуальной проверка адекватности полученных результатов путем сравнения с экспериментальными исследованиями автора диссертации и с результатами расчета других программ.

Основные результаты главы опубликованы в работах [329, 332-335].

### 8.1 Погрешность численного эксперимента

В состав погрешности численного эксперимента входят четыре источника [326, С. 54]: математическая модель, исходные данные, численный метод и округления в процессе вычислений. Фактически *погрешность математической модели* является количественной оценкой, которая получается путем прямого сравнения результатов математического (численного) и физического экспериментов. После описания всех влияющих факторов физического эксперимента подобная оценка будет представлена в конце данной главы.

*Погрешность исходных данных* служит источником погрешности решения и является неустранимой погрешностью. Эта погрешность может быть вычислена по методике для оценки погрешностей величин-функций [325]. В общем виде она определяется по общеизвестной формуле [326]

$$\Delta Y = \sqrt{\sum_1^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2}, \quad (8.1)$$

где  $x_i$  – аргументы функции  $f$ . В качестве аргумента принимают исходные данные к расчету по ПТУГД математической модели программы расчетов Sm2px3Tхт, а в качестве функции  $Y$  – статические (интегральные) и динамические характеристики:

коэффициента несущей способности

$$\Delta \bar{P} = \sqrt{\left( \frac{\Delta \bar{P}}{\Delta \sigma} \delta \sigma \right)^2 + \left( \frac{\Delta \bar{P}}{\Delta \lambda} \delta \lambda \right)^2 + \left( \frac{\Delta \bar{P}}{\Delta \psi} \delta \psi \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2}, \quad (8.2)$$

безразмерной максимальной температуры

$$\Delta \bar{t}_m = \sqrt{\left( \frac{\Delta \bar{t}_m}{\Delta \sigma} \delta \sigma \right)^2 + \left( \frac{\Delta \bar{t}_m}{\Delta \lambda} \delta \lambda \right)^2 + \left( \frac{\Delta \bar{t}_m}{\Delta \psi} \delta \psi \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial \bar{t}_m}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2} \quad (8.3)$$

и т. д. Вычисление производных  $\partial f / \partial x_i$  необходимо выполнить численно с помощью программы Sm2px3Tхт, применяя соответствующие разностные отношения  $\Delta f / \Delta x_i$ . Разностные отношения для наиболее важных безразмерных характеристик подушек, вычисленных программой Sm2px3Tхт на основе периодической ТУГД модели, приведены в таблице 8.1.

Таблица 8.1

| Аргумент $\bar{x}_i$ | Шаг аргумента $\Delta \bar{x}_i$ | $\bar{P}_i = 0,476177$ |            | $\bar{N}_i = 7,90254$ |           | $\bar{t}_{mi} = 6,30604$ |            | $\bar{M}_{\varphi=0i} = 1,42902$ |                    | $\bar{M}_{\varphi=0i} = 1,0825$ |                    | $\bar{M}_{r=Ri} = -0,122034$ |               | $\bar{M}_{r=R2i} = 0,224483$ |               |
|----------------------|----------------------------------|------------------------|------------|-----------------------|-----------|--------------------------|------------|----------------------------------|--------------------|---------------------------------|--------------------|------------------------------|---------------|------------------------------|---------------|
|                      |                                  | $\bar{P}_{i+1}$        | $P_x^*$    | $\bar{N}_{i+1}$       | $N_x^*$   | $\bar{t}_{m/i+1}$        | $t_{mx}^*$ | $\bar{M}_{\varphi=0i+1}$         | $M_{\varphi=0x}^*$ | $\bar{M}_{\varphi=0i+1}$        | $M_{\varphi=0i}^*$ | $\bar{M}_{r=Ri+1}$           | $M_{r=Rix}^*$ | $\bar{M}_{r=R2i+1}$          | $M_{r=R2x}^*$ |
| Обозначение          | Величина                         |                        |            |                       |           |                          |            |                                  |                    |                                 |                    |                              |               |                              |               |
| $\sigma$             | 0,25                             | 0,435129               | -2,0524    | 7,29806               | -30,224   | 6,39704                  | ,55        | 1,42904                          | 0,001              | 1,08249                         | -0,0005            | -0,11799                     | 0,2022        | 0,228559                     | 0,2038        |
| $\lambda$            | 2                                | 0,424033               | -0,52144   | 7,27024               | -6,323    | 6,21717                  | -0,8887    | 1,44214                          | 0,1312             | 1,07907                         | -0,0343            | -0,128788                    | -0,06754      | 0,234281                     | 0,09798       |
| $\theta_k$           | 0,75                             | 0,482397               | 0,1244     | 7,93292               | 0,6076    | 6,32305                  | 0,3402     | 1,45978                          | 0,6152             | 1,10325                         | 0,415              | -0,12602                     | -0,07972      | 0,230516                     | 0,12066       |
| $\theta_n$           | 0,8                              | 0,49974                | 0,47126    | 7,8616                | -0,8188   | 6,31042                  | 0,0876     | 1,42249                          | -0,1306            | 1,06258                         | -0,3984            | -0,124925                    | -0,05782      | 0,227178                     | 0,0539        |
| $\varepsilon_0$      | 1,0                              | 0,489863               | 0,27372    | 7,92008               | 0,3508    | 6,28721                  | -0,3766    | 1,45312                          | 0,482              | 1,08587                         | 0,0674             | -0,129105                    | -0,14142      | 0,238145                     | 0,27324       |
| $\psi$               | 0,0021                           | 0,472844               | -16,665    | 7,89524               | -36,5     | 6,43156                  | 627,6      | 1,42708                          | -9,7               | 1,0807                          | -9                 | -0,121757                    | 1,385         | 0,224619                     | 0,68          |
| $\Psi_0$             | 1,0                              | 0,477779               | 0,00801    | 7,91745               | 0,07455   | 6,30065                  | -0,02695   | 1,43025                          | 0,00615            | 1,08339                         | 0,00445            | -0,122163                    | -0,000645     | 0,2247                       | 0,001085      |
| $\Psi_n$             | 0,2                              | 0,476856               | 0,0679     | 7,90495               | 0,241     | 6,2804                   | -2,564     | 1,4293                           | 0,028              | 1,08232                         | -0,018             | -0,122172                    | -0,0138       | 0,224815                     | 0,0332        |
| $b_0$                | 390                              | 0,476862               | 6,85E-05   | 7,90912               | 0,000658  | 6,30355                  | -0,000249  | 1,42955                          | 5,3E-05            | 1,08289                         | 3,9E-05            | -0,122087                    | -5,3E-06      | 0,224578                     | 9,5E-06       |
| $b_n$                | 390                              | 0,476734               | 5,57E-05   | 7,90495               | 0,000241  | 6,27145                  | -0,003459  | 1,42907                          | 5E-06              | 1,08225                         | -2,5E-05           | -0,122134                    | -1E-05        | 0,224684                     | 2,01E-05      |
| $\beta$              | 0,0881                           | 0,478434               | 0,11285    | 7,91696               | 0,721     | 6,31365                  | 0,3805     | 1,4293                           | 0,014              | 1,08202                         | -0,024             | -0,122252                    | -0,0109       | 0,225023                     | 0,027         |
| $\chi$               | 0,125                            | 0,376888               | -12,411125 | 6,92368               | -122,3575 | 5,68719                  | -77,35625  | 1,40498                          | -3,005             | 1,0857                          | 0,4                | -0,113436                    | 1,07475       | 0,205843                     | -2,33         |
| $\alpha_n^*$         | 0,0003                           | 0,00002                | 0,476363   | 9,3                   | 7,90274   | 10                       | 6,3056     | 1,42925                          | 11,5               | 1,08249                         | -0,5               | -0,122096                    | -3,1          | 0,224662                     | 8,95          |
| $\alpha_{,m}^*$      | 0,02                             | 0,476222               | 0,0225     | 7,90174               | -0,4      | 6,30795                  | 0,955      | 1,42821                          | -0,405             | 1,08177                         | -0,365             | -0,122011                    | 0,0115        | 0,224429                     | -0,027        |
| Re                   | 20                               | 0,476121               | -2,8E-05   | 7,90346               | 0,00046   | 6,30551                  | -0,000265  | 1,42922                          | 1E-04              | 1,08248                         | -1E-05             | -0,121854                    | 9E-05         | 0,224889                     | 0,000203      |
| Pe                   | 9635                             | 0,468043               | -8,134E-06 | 7,85903               | 4,351E-05 | 6,59208                  | 0,000286   | 1,42462                          | -4,4E-06           | 1,0799                          | -2,6E-06           | -0,121407                    | 6,27E-07      | 0,223312                     | -1,171E-06    |
| Pe <sub>и</sub>      | 26781                            | 0,476177               | 0          | 7,90254               | 0         | 6,30603                  | -3,333E-09 | 1,42902                          | 0                  | 1,0825                          | 0                  | -0,122034                    | 0             | 0,224484                     | 3,333E-10     |
| Pe <sub>и</sub>      | 5356                             | 0,476177               | 0          | 7,90254               | 0         | 6,30604                  | 0          | 1,42902                          | 0                  | 1,0825                          | 0                  | -0,122034                    | 0             | 0,224483                     | 0             |
| Ni <sub>mR1</sub>    | 0,15                             | 0,476206               | 0,0029     | 7,90273               | 0,019     | 6,30549                  | -0,055     | 1,42899                          | -0,003             | 1,08247                         | -0,003             | -0,122029                    | 0,0005        | 0,224485                     | 0,0002        |
| Ni <sub>mR2</sub>    | 0,15                             | 0,476239               | 0,0062     | 7,90305               | 0,051     | 6,2944                   | -1,164     | 1,42896                          | -0,006             | 1,08244                         | -0,006             | -0,122035                    | -0,0001       | 0,224482                     | -0,0001       |
| Ni <sub>mφ0</sub>    | 0,15                             | 0,476179               | 0,0002     | 7,90274               | 0,02      | 6,30421                  | -0,183     | 1,42896                          | -0,006             | 1,08247                         | -0,003             | -0,122024                    | 0,001         | 0,224468                     | -0,0015       |
| Ni <sub>mφn</sub>    | 0,15                             | 0,476298               | 0,0121     | 7,90317               | 0,063     | 6,30287                  | -0,317     | 1,42896                          | -0,006             | 1,08241                         | -0,009             | -0,122044                    | -0,001        | 0,224504                     | 0,0021        |
| Ni <sub>mHn</sub>    | 0,15                             | 0,476413               | 0,0236     | 7,90446               | 0,192     | 6,28869                  | -1,735     | 1,42877                          | -0,025             | 1,08225                         | -0,025             | -0,122032                    | 0,0002        | 0,224492                     | 0,0009        |
| Ni <sub>0R1</sub>    | 0,25                             | 0,476594               | 0,02085    | 7,9062                | 0,183     | 6,30486                  | -0,059     | 1,42933                          | 0,0155             | 1,08273                         | 0,0115             | -0,122064                    | -0,0015       | 0,224537                     | 0,0027        |
| Ni <sub>0R2</sub>    | 0,25                             | 0,47687                | 0,03465    | 7,90928               | 0,337     | 6,3036                   | -0,122     | 1,42956                          | 0,027              | 1,08291                         | 0,0205             | -0,122085                    | -0,00255      | 0,224571                     | 0,0044        |
| Ni <sub>0y0</sub>    | 0,25                             | 0,476602               | 0,02125    | 7,90648               | 0,197     | 6,30461                  | -0,0715    | 1,42935                          | 0,0165             | 1,08274                         | 0,012              | -0,122068                    | -0,0017       | 0,224542                     | 0,00295       |

\*Разностные отношения вычислены по формулам:  $P_x^* = (\bar{P}_{i+1} - \bar{P}_i) / \Delta \bar{x}$ ,  $t_{mx}^* = (\bar{t}_{m/i+1} - \bar{t}_{mi}) / \Delta \bar{x}$ ,  $N_x^* = (\bar{N}_{i+1} - \bar{N}_i) / \Delta \bar{x}$ ,  $M_{jx}^* = (\bar{M}_{ji+1} - \bar{M}_{ji}) / \Delta \bar{x}$ , где  $j = \varphi = 0, \theta_n, r = R_1, R_2$ .

Также приняты граничные давления  $\bar{P}_{R1} = \bar{P}_{R2} = 0$ , граничные температуры  $\bar{t}_0 = \bar{t}_a = \bar{t}_{a1} = \bar{t}_{a2} = \bar{t}_{a3} = \bar{t}_{a4} = 0$ .

При расчетах принято количество узлов сетки областей  $L_1, L_2, L_3, L_4$ , как в разделе 6.1. Согласно расчетам при относительной ошибке исходных данных 1 % относительные погрешности определения коэффициентов не превышают: для несущей способности 4,2 %, максимальной температуры 1,7 %, потерь мощности на трение 2,7 %, массовых расходов смазки на входе 0,6 % при  $\varphi=0$ , на выходе 0,4 % при  $\varphi=\theta_n$ , через внутренний радиус 2,1 % при  $r=R_1$ , через наружный – 2,0 % при  $r=R_2$ . Как видно из таблицы 8.1, наибольшую погрешность в итоговую величину вносят относительная кривизна (ширина) подушки  $\sigma$ , относительный зазор  $\psi$ , относительная теплопроводность подушки  $b_n$  и упорного диска  $b_d$ , коэффициент зависимости вязкости смазки от температуры  $\chi$ , коэффициент линейного температурного расширения материала подушки  $\alpha_m^* = \alpha_m / \beta$  и число Re смазки.

Замена исходных дифференциальных уравнений из математической модели другими аппроксимирующими уравнениями из реализованного вычислительного алгоритма и приближенность самих методов решения приводят к *погрешности численного метода* [325]. При этом в процессе численной реализации большинство дифференциальных уравнений и соответствующих краевых условий аппроксимированы схемами первого и второго порядка точности [327]. На погрешность аппроксимации влияет количество узлов сетки [327], которое изучалось в разделе 6.1 по отношению к локальным, интегральным и динамическим характеристикам УПС с неподвижными подушками. Количество узлов аппроксимирующей сетки может быть значительно увеличено, что, как ожидается, приводит к увеличению качества решения. Подобное не приводит к изменению алгоритма решения программы Sm2px3Tхт, однако при этом возникает необходимость в увеличении требуемых для расчета вычислительных ресурсов самого ПК.

Вычисления на ПК производятся с ограниченным числом значащих цифр после запятой, что приводит к появлению *погрешности округления* [326]. Однако при выполнении одной арифметической операции с числами данная погрешность находится в пределах единицы младшего сохраняемого разряда и пренебрежимо мала

по сравнению с неустранимой погрешностью [326]. Стоит отметить, что в реализованной программе Sm2px3Tхт минимальная погрешность единичного округления может составить  $\Delta=10^{-15} \dots 10^{-16}$ . Для давления, температуры, для внешних итераций, релаксации по времени и метода декомпозиции допустимая погрешность расчета задается в исходных данных, которая фактически определяет количество цифр после запятой (см. раздел 6.1). Итерации при вычислении программы Sm2px3Tхт будут продолжаться до тех пор, пока в процессе расчета не будет достигнута допустимая погрешность рассматриваемого параметра. В худшем случае итерации будут продолжаться продолжительное время, поэтому их количество также ограничивается. Ограничения по количеству итераций решения уравнения Рейнольдса, смазочного и пограничного слоев, стационарного процесса и релаксации, внешних итераций и для метода декомпозиции также представлены в разделе 6.1.

## **8.2 Оценка погрешности математической модели путем сравнения результатов расчета с другими программами**

Вначале проведено сравнение результатов расчета разработанной программы Sm2px3Tхт [275] с различными программами, нашедшими применение при проектировании упорных подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров, т. е. верификация программы [328, 329]:

1) инженерная методика расчета, представленная в монографии [18]. Особенности: расчет температуры в смазочном слое происходит только в среднем сечении; характеристики рассчитываются на основе таблиц ранее посчитанных безразмерных параметров; приближенный учет тепловых процессов;

2) общеизвестная иностранная программа по расчету подшипников скольжения и роторной динамике (США). Особенности: не учитываются тепловые свойства материалов подушки и диска; упрощенные условия теплообмена внешних поверхностей элементов с окружающей средой; в известной литературе не раскрыта форма уравнения энергии и влияние вращающегося элемента на процессы в смазочном слое; сложность подбора коэффициента переноса смазки в МПК;

3) предыдущая версия программы «Sm2px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» [307]. Особенности: расчет температуры в смазочном слое также происходит только в среднем сечении (результат

расчета распространяется на весь смазочный слой вдоль оси «г»); упрощенный учет влияния вращающегося упорного диска ротора компрессора;

4) программа Sm2px3Tхт с разными граничными условиями втекания смазки в пограничный слой МПК для уравнения движения жидкости (3.20), Том 1, вдоль оси «у» при  $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ,  $y = h$ : 4.1) условие на основе нормали  $\vec{V} \cdot \vec{\nu} = 0$  к условной границе пограничного слоя (3.22), Том 1 (естественное условие непроницаемости); 4.2) условие на основе уравнения неразрывности, где верхний предел интегрирования на условной границе пограничного слоя при  $y = h$  зафиксирован (3.25), Том 1.

Исходные данные для сравнительных численных расчетов УПС при схожих условиях представлены в таблице 8.2. В качестве эталонного принят расчет по инженерной методике как наиболее применяемый в отечественном компрессоростроении. Следует помнить, что для программы Sm2px3Tхт также дополнительно введены условия массового и теплового балансов (см. уравнения 4.56, 4.59, 4.71, Том 1).

Как видно из рисунка 8.1, результаты вычислений несущей способности  $P$  по программе Sm2px2T (расчет 3) и с естественным граничным условием программы Sm2px3Tхт (расчет 4) при разных частотах вращения практически совпадают. Однако, при естественном условии подача свежей смазки фактически ограничена: из-за влияния центробежных сил инерции подача происходит только через узкую щель пограничного слоя при  $r = R_1$ ,  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ,  $0 \leq y \leq h$ , а на условной границе пограничного слоя из-за формы выведенных скоростей  $V_r$  и  $V_\varphi$  нормальная скорость получается нулевой  $V_y = 0$ . Значит вывод об ограниченности восполнения охлажденной смазки из-за уноса боковых утечек можно отнести и к результатам программы Sm2px2T. В свою очередь при граничном условии на основе уравнения неразрывности (расчет 5) свежая смазка полноценно поступает через всю площадь пограничного слоя при  $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ,  $y = h$ . Это существенное отличие сказывается при малых зазорах  $h_2 \leq 60$  мкм: из-за увеличенного объема поступления смазки с температурой  $t = t_0$  и более низкой вязкости при расчете 5 несущая



Таблица 8.2 – Исходные данные для расчета

| № п.п. | Параметр                                                        | Обозначение и единица измерения              | Значения              |
|--------|-----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------|
| 1.     | Профиль рабочей поверхности подушки                             | Винтовая поверхность                         | -                     |
| 2.     | Частота вращения ротора                                         | $n$ , мин <sup>-1</sup>                      | 5000, 10000, 15000    |
| 3.     | Внутренний диаметр                                              | $D_1$ , мм                                   | 70                    |
| 4.     | Внешний диаметр                                                 | $D_2$ , мм                                   | 115                   |
| 5.     | Количество подушек                                              | $z$                                          | 8                     |
| 6.     | Высота зазора                                                   | $h_2$ , мкм                                  | 50                    |
| 7.     | Угловая протяженность подушки                                   | $\theta_n$                                   | 38,8°                 |
| 8.     | Угловая протяженность скоса                                     | $\theta_\kappa$                              | $0,75 \cdot \theta_n$ |
| 9.     | Глубина скоса                                                   | $\delta_{ск}$ , мм                           | 0,05                  |
| 10.    | Толщина упорного диска                                          | $H_\partial$ , мм                            | 25                    |
| 11.    | Толщина подушки                                                 | $H_n$ , мм                                   | 5                     |
| 12.    | Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска | $\lambda_n = \lambda_\partial$ , Вт/(м·град) | 50                    |
| 13.    | Теплоемкость материала подушки и упорного диска                 | $c_n = c_\partial$ , Дж/(кг·град)            | 469                   |
| 14.    | Температура подачи смазки                                       | $t_0$ , °C                                   | 40                    |
| 15.    | Давление по краям подушки, абс.                                 | $p _\Gamma$ , МПа                            | 0,24...0,26           |
| 16.    | Коэффициент теплоотдачи                                         | $\alpha_T$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·град)       | 300...500             |
| 17.    | Класс вязкости масла по ISO                                     | -                                            | 32, масло Тп-22       |
| 18.    | Перепад давления смазки для инженерной методики                 | $\Delta p$ , МПа                             | 0,146                 |
| 19.    | Коэффициент переноса смазки для иностранной программы           | $\lambda$                                    | 0,85                  |

способность  $P$  по мере уменьшения зазора постепенно становится выше по сравнению с расчетами 3 и 4. Однако, при частоте 5000 мин<sup>-1</sup> или зазорах  $h_2 > 60$  мкм результаты расчетов 3-5 сходятся в одну кривую, по-видимому, из-за схожего подхода математического описания, небольших тепловых эффектах и достаточности смазки. Кривая несущей способности по инженерной методике расчета 1 имеет более крутой наклон: если при частоте 5000 мин<sup>-1</sup> кривые расчетов 1 и 3-5 параллельны, то при увеличении частоты вращения кривые пересекаются при  $h_2 = 45...65$  мкм. При этом расчет 5 наиболее близок к инженерной методике

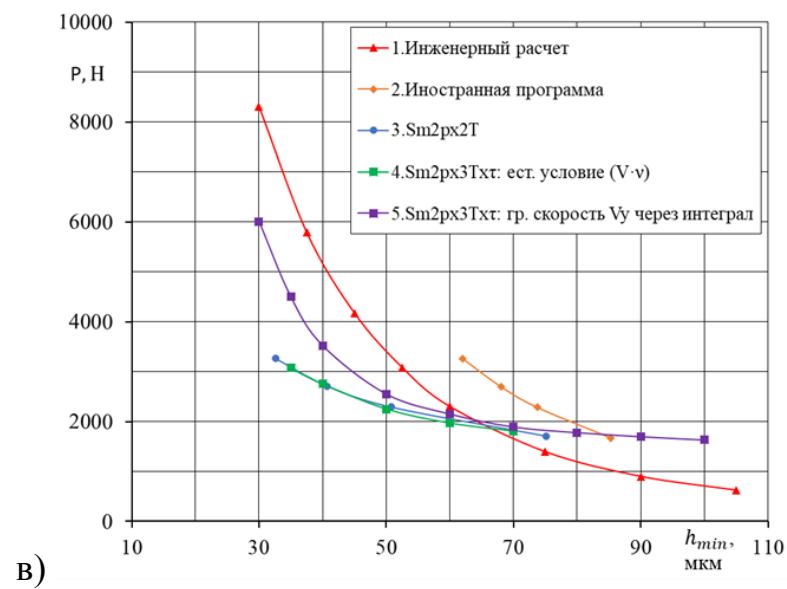
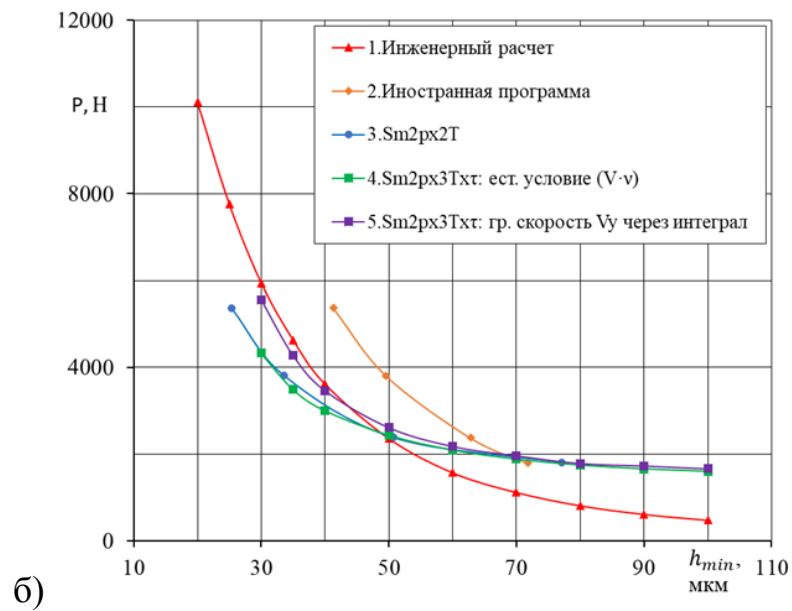
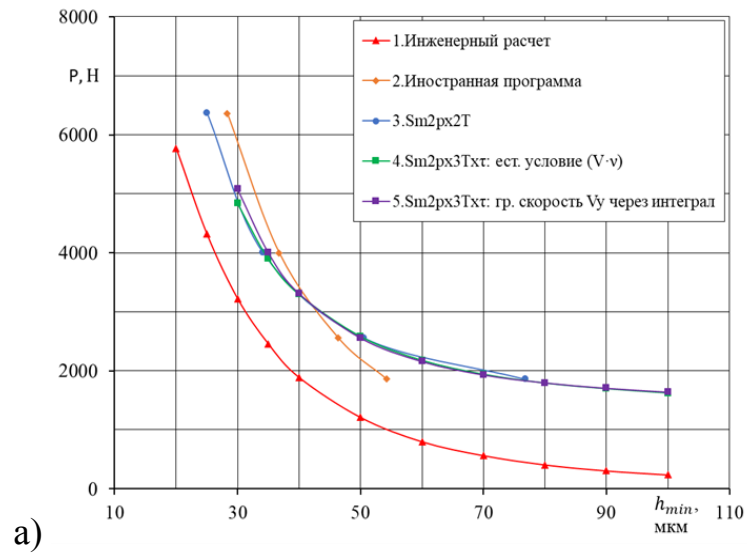


Рисунок 8.1 – Расчет несущей способности УПС разными программами:  
 $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  (а),  $10000 \text{ мин}^{-1}$  (б),  $15000 \text{ мин}^{-1}$  (в) [328, 329]

расчета [329]: при уменьшении высоты зазора после точки пересечения кривая расчета 5 стремится к кривой расчета 1. Это можно объяснить упрощенной методикой учета выделения теплоты при диссипации движущейся смазки расчета 1 и полным описанием тепловых процессов расчета 5. Выделение теплоты увеличивается при возрастании относительного движения упорного диска и уменьшении высоты зазора как гидравлического сопротивления, и уменьшается при обратном процессе. Этим объясняется расхождение кривых расчетов 1 и 5 при высоких зазорах после точки пересечения. При вводе исходных данных в иностранной программе (расчет 2) неполноценно учитываются тепловые процессы между смазкой и окружающими твердыми телами. При этом также представляет трудность подбор эмпирического коэффициента переноса нагретой смазки с предыдущей подушки на последующую для восстановления массового расхода на входе в подушку при  $\varphi = 0$  и подбор процента уноса теплоты. Эти ограничения в методике приводят к расхождению результатов расчета 2 с расчетами 1 и 3-5: кривая параллельна инженерной методике расчета, но имеет явно завышенные значения.

Важность влияния тепловых процессов на работу упорного подшипника и расхождение в результатах разных методик можно наблюдать на рисунке 8.2. Представлена максимальная температура  $t_{\max, cp}$  в среднем сечении подшипника. При всех частотах вращения из-за ограниченности поступления свежей смазки, а также из-за учета влияния вращающегося диска и повышения температуры за счет тепловых эффектов, повышенные значения температуры получаются у программы Sm2px2T (расчет 3) и у программы Sm2px3Tхт с естественным граничным условием (расчет 4). Пониженные температуры возникают у программы с инженерной методикой расчета (расчет 1) и у иностранной программы (расчет 2). Это можно объяснить упрощенным учетом распространения теплоты в смазочном слое только за счет конвекции без отвода в стенки подшипника. Пониженные температуры приводят к высоким локальным значениям вязкости смазки  $\mu$  и, следовательно, интегральной несущей способности  $P$  (см. рисунок 8.1). Полноценный учет поступления свежей смазки, распространения теплоты и влияния вращающегося диска как теплового аккумулятора приводит к некоторому среднему расположению

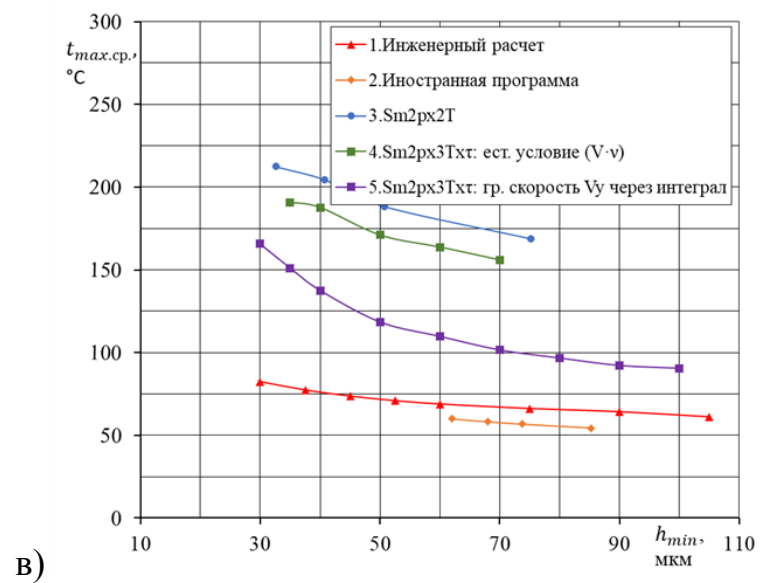
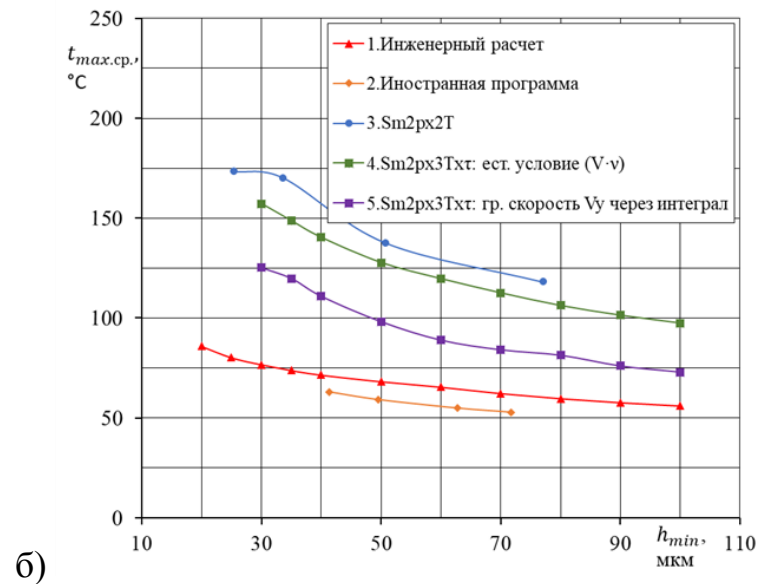
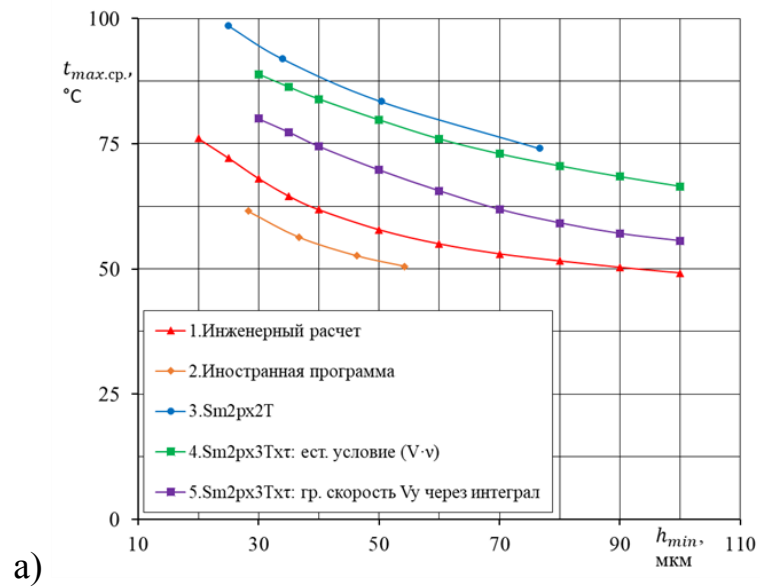


Рисунок 8.2 – Расчет максимальной температуры в среднем сечении УПС разными программами:  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$  (а),  $10000 \text{ мин}^{-1}$  (б),  $15000 \text{ мин}^{-1}$  (в) [329]

кривой максимальной температуры у программы Sm2px3Tхт с граничным условием на основе уравнения неразрывности (расчет 5). Следует отметить, что общая максимальная температура  $t_{\max}$  в смазочном слое УПС всегда будет смещена к выходной кромке и внешнему радиусу подушки из-за влияния окружной скорости упорного диска (например, точка измерения 75/75 на рабочей поверхности подушки по API 670, 4-е издание), зачастую приводя к повышенному нагреву.

При сравнении следует учитывать, что температура по инженерной методике (расчет 1) по толщине смазочного слоя  $0 \leq y \leq h$  определяется как среднеинтегральная:  $t_{cp} = \frac{1}{h(\varphi)} \int_0^{h(\varphi)} t dy$  [18]. Дополнительное сравнение расчетов 1 и 5 (рисунк 8.2г) при условии осреднения температуры по толщине смазочного слоя программы Sm2px3Tхт при всех рассматриваемых частотах  $n$  показывает более близкое расположение кривых температуры  $t_{\max, cp}$  двух прикладных программ.

Выделение теплоты за счет диссипации смазки напрямую влияет на гидродинамические потери мощности в смазочном слое подшипника (рисунок 8.3): вязкость входит в формулу 4.81, Том 1, расчета потерь мощности при интегрировании правой части уравнения энергии. При этом у программы Sm2px3Tхт потери имеют повышенные значения за счет дополнительного учета потерь мощности в пограничном слое МПК. С повышением частоты вращения до  $15000 \text{ мин}^{-1}$  с выделением большого количества теплоты кривые расчетов 1 и 5 между собой сближаются.

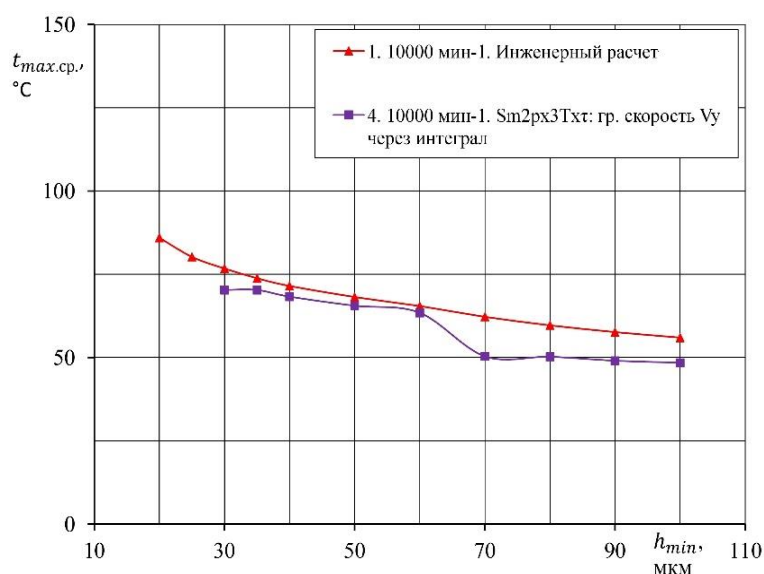


Рисунок 8.2г – Сравнение максимальной температуры  $t_{\max, cp}$  программ по инженерной методике и Sm2px3Tхт с осреднением по толщине слоя [329]

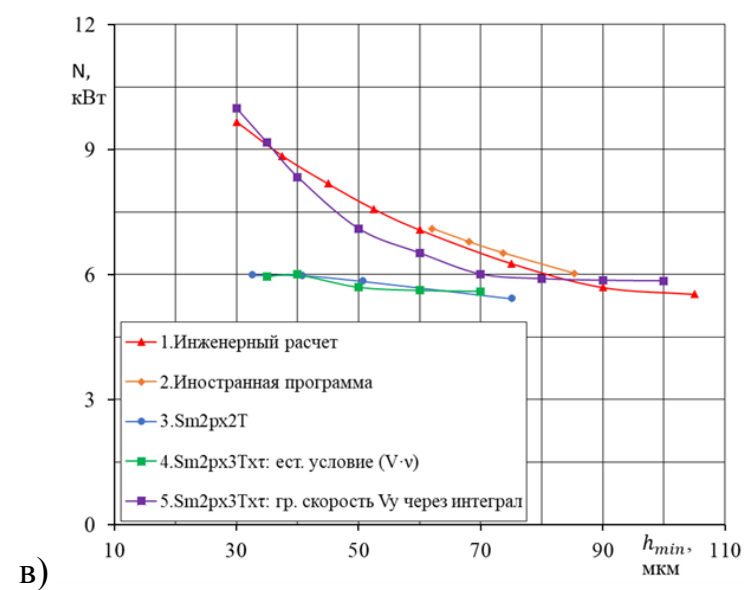
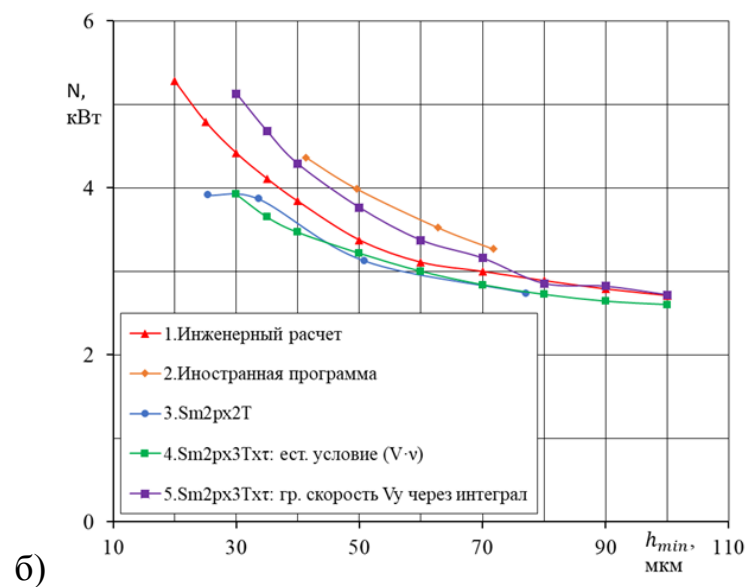
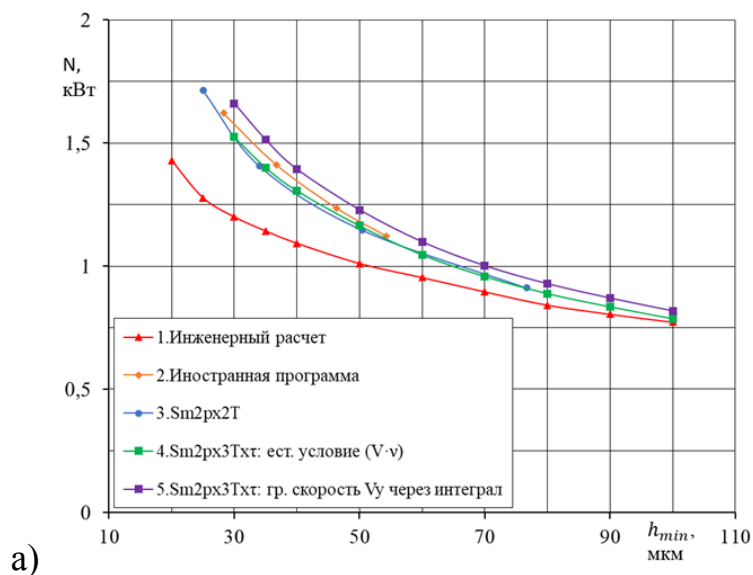


Рисунок 8.3 – Расчет гидродинамических потерь мощности на трение в смазочных слоях УПС:  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  (а),  $10000 \text{ мин}^{-1}$  (б),  $15000 \text{ мин}^{-1}$  (в)

## 8.3 Экспериментальные исследования упорного подшипника

### 8.3.1 Описание экспериментального стенда

Для проведения экспериментальных исследований упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками для последующей валидации расчетов программы Sm2px3Tht использован стенд (рисунок 8.4), установленный в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ»<sup>1</sup>. Экспериментальный стенд (присвоен номер С-7857-12) представляет собой центробежную компрессорную установку для сжатия воздуха.

Стенд включает в себя одноступенчатый мультипликаторный центробежный компрессор 1 (рисунок 8.5), в котором ступень и мультипликатор расположены в едином корпусе, электродвигатель 2, частотный преобразователь 3, задвижку 4, затвор 5, систему смазки, газовую систему, подачу воздуха в уплотнение, систему автоматизации 6, запорную и регулирующую арматуру для регулирования подачи воздуха и масла, а также систему энергопитания и общую раму-маслобак 7, на которой установлены основные составные элементы стенда [330, 331].



Рисунок 8.4 – Общий вид экспериментального стенда

<sup>1</sup> Эксперименты проведены совместно с Максимовым Т. В.



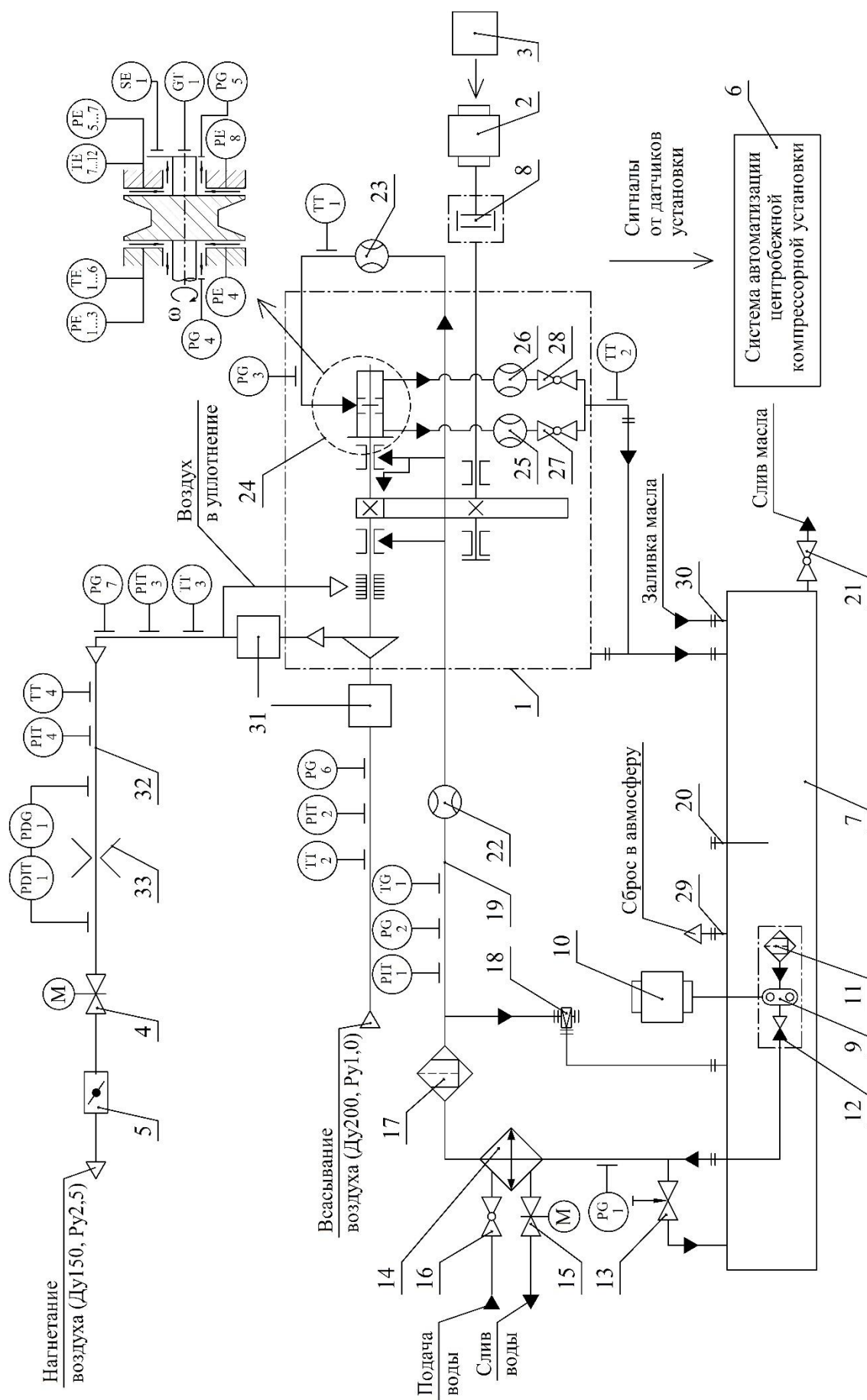


Рисунок 8.5 – Принципиальная схема стенда для исследования упорного подшипника:  
 --- экспериментальный упорный подшипник, - - - - компрессор



В качестве привода компрессора используется электродвигатель переменного тока марки АИР250S2 75/3000 мощностью 75 кВт с регулируемой частотой вращения до 3000 мин<sup>-1</sup> (50 Гц). Изменение частоты вращения ротора электродвигателя осуществляется с помощью частотного преобразователя. Основное охлаждение ротора электродвигателя – воздушное, принудительное. Предусмотрена также вытяжная система для дополнительного воздушного охлаждения электродвигателя для исключения перегрева при длительной работе. Электродвигатель через муфту 8 и зубчатое зацепление приводит во вращение быстроходный ротор компрессора. Муфта 8 станда – зубчатая, с консистентной смазкой. Она обеспечивает передачу и измерение крутящего момента от ротора электродвигателя к тихоходному ротору компрессора с компенсацией смещений соединяемых валов и определением потребляемой мощности компрессора:  $N = M \cdot \omega$ . Система регулирования частоты вращения ротора электродвигателя с мультипликатором позволяет плавно изменять частоту вращения быстроходного ротора до 25260 мин<sup>-1</sup>.

*Система смазки* принудительная, циркуляционная, включает в себя шестеренный насос 9, расположенный на раме-маслобаке 7, с электродвигателем 10 марки ДАТ160-2200-3,0-IM3081, приемным фильтром 11 и обратным клапаном 12, а также вентиль 13, маслоохладитель 14, фильтр масла 17, перепускной клапан 18, напорный трубопровод 19, а также шаровые краны и измерительное оборудование. В качестве смазки используется масло Тп-22С, марки 1, ТУ 38.101821-2001 (класс вязкости ISO VG32). Для контроля уровня масла на раме-маслобаке 7 установлен маслоуказатель 20. Слив масла из рамы-маслобака 7 производится самотеком через шаровой кран 21. Во время работы станда увеличение суммарного перепада давления на маслоохладителе 14 и фильтре 17 более  $\Delta p = 0,09 \dots 0,15$  МПа (0,9...1,5 кгс/см<sup>2</sup>) свидетельствует о засорении фильтрующих элементов. Данное значение контролируется установленными на трубопроводах до и после маслоохладителя 14 и фильтра 17 манометрами PG-1, PG-2. В напорном трубопроводе избыточное давление подачи масла поддерживается равным 0,14...0,16 МПа (1,4...1,6 кгс/см<sup>2</sup>). Оно выставляется перепускным клапаном 18 путем сброса части масла в раму-маслобак 7. В холодное время года перед пуском компрессора для

увеличения температуры в раме-маслобаке до 30 °С используется малый контур с вентилем 13. Температура подачи масла на разных режимах работы компрессора автоматически поддерживается постоянной путем изменения расхода воды регулирующим шаровым пропорциональным краном 15 из стали марки SS304 с V-образным окном и электроприводом на сливе из маслоохладителя 14. Постоянство температуры масла в напорном трубопроводе 19 также приводит к стабильным механическим потерям компрессора 1 и отсутствию скачков частоты вращения быстроходного ротора.

Маслоохладитель 14 предназначен для охлаждения протекающего через него потока масла. Он представляет собой кожухотрубный аппарат горизонтального исполнения с неподвижными трубными досками. Масло движется по межтрубному пространству, вода – по трубному, при этом происходит передача тепла от масла к воде как менее нагретой среде. Фильтр масла 17 предназначен для тонкой фильтрации масла путем прохождения потока через два бумажных фильтроэлемента марки Реготмас 664-1-19 ТУ 3689-004-26361511-94, которыми достигается тонкость фильтрации не более 10...15 мкм относительно величины рабочих зазоров в подшипниках и зубчатом зацеплении. Расход масла через весь компрессор измеряется счетчиком 22, а через упорный подшипник 24 в конструкции компрессора – счетчиком 23 марки ППО-25-1,6 СУ. Давление на подаче в корпус упорного подшипника контролируется манометром PG-3, температура – термометром сопротивления ТТ-1. Отработанное масло под действием силы тяжести стекает обратно в раму-маслобак 7. Поток масла на сливе из корпуса упорного подшипника 24 разделен относительно сторон экспериментального УПС: с рабочей стороны измеряется счетчиком 25 и ограничивается шаровым краном 27, с нерабочей стороны измеряется счетчиком 26 и ограничивается шаровым краном 28. Температура общего слива контролируется термометром сопротивления ТТ-2. Характеристики шестеренного насоса 9 указаны в таблице 8.3. На раме-маслобаке также расположены труба выравнивания его давления с атмосферным давлением воздуха (линия суфлирования 29) и заливочная горловина для масла 30, представляющая собой съемный фланец рядом с маслоуказателем 20.

Таблица 8.3 – Технические данные шестеренного насоса

| №<br>п.п. | Характеристика                                              | Величина                |
|-----------|-------------------------------------------------------------|-------------------------|
| 1         | Производительность, м <sup>3</sup> /с (л/мин)               | 1·10 <sup>-3</sup> (60) |
| 2         | Давление нагнетания, МПа (кГс/см <sup>2</sup> )             | 0,392 (4)               |
| 3         | Частота вращения вала, с <sup>-1</sup> (мин <sup>-1</sup> ) | 50 (3000)               |
| 4         | Потребляемая мощность, кВт                                  | 1,35                    |

Одноступенчатый центробежный компрессор (ЦК) содержит мультипликатор 1 (рисунок 8.6) с эвольвентным прямозубым зубчатым зацеплением 2с передаточным отношением  $i=8,4209$ , который предназначен для повышения частоты вращения центробежной ступени [331]. Подвод масла к зубчатому зацеплению производится через форсунку, установленную на внутренней стенке крышки мультипликатора. Масло на зацепление отбирается от смазки опорного подшипника со стороны привода компрессора. В подшипниках мультипликатора вращается быстроходный ротор 3, который опирается на два опорных четырехклиновых подшипника 4, один экспериментальный двусторонний упорный подшипник скольжения 5 и находится в зацеплении с зубчатым колесом 6 тихоходного ротора. Рабочее колесо 7 центробежной ступени и упорный диск 8 на быстроходном роторе 3 расположены консольно с разных сторон с возможностью съема и разборки. Тихоходный ротор с зубчатым колесом 6 опирается на два шариковых радиальных подшипника 9 легкой серии диаметров два, узкой серии ширины ноль (подшипник 212 по ГОСТ 8338-75). Давление смазки в корпусе упорного подшипника контролируется манометром PG-1: смазка подается по трубопроводу 10 и движется отдельно через отверстия с каждой стороны диска 8 от периферии к центру. Маслозаполненный режим работы упорного подшипника обеспечивается и регулирование давления и расхода слива производится с помощью шаровых кранов 11, 12 с рабочей и нерабочей сторон, соответственно, и контролируется по манометрам PG-2, PG-3 и счетчикам FIT-1, FIT-2. Область внутри корпуса упорного подшипника отделена от остальной части центробежного компрессора 2-мя манжетами 13, насаженными на быстроходный ротор 3. Это обеспечило автономность подачи смазки в корпус УПС и слива. Свободный конец быстроходного ротора герметизируется также 1-ой манжетой 14 для

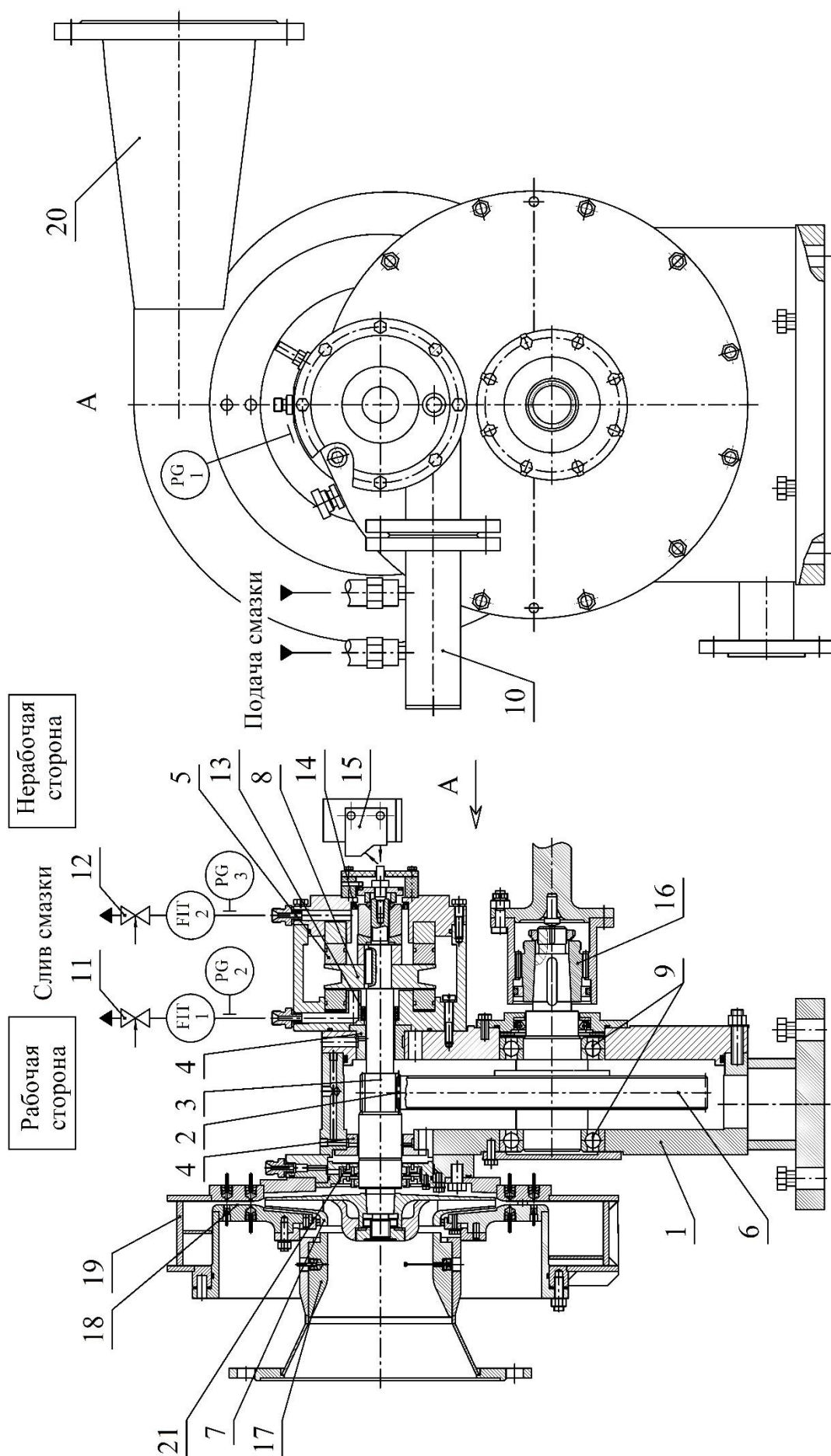


Рисунок 8.6 – Разрез центробежного компрессора [8, 278, 332-334]

защиты от попадания масла на таходатчик Холла и оптический измеритель 15. На конусный конец тихоходного ротора устанавливается полумуфта 16.

*Газовая система* служит для подвода газа (воздуха) в ЦК, отвода из него и создания измерительных участков. Включает в себя проточную часть компрессора, состоящую из входного конфузора 17 (всасывающей камеры) (рисунок 8.6), мало-расходного рабочего колеса 7, безлопаточного диффузора 18, кольцевой сборной камеры прямоугольного сечения 19 с постоянным внутренним радиусом, выходного расширяющегося патрубка 20, а также нагнетательного трубопровода длиной около 6 м. С целью уменьшения теплообмена проточной части с окружающей средой внешняя стенка компрессора, за исключением нагнетательного трубопровода, покрыта теплоизоляционным материалом.

Чертеж быстроходного ротора компрессора показан на рисунке 8.7. Рабочее колесо (РК) 2 выполнено закрытого типа с пространственными лопатками и имеет одноярусную решетку профилей со следующими размерами: диаметры входного  $d_0=80$  мм,  $D_0=110$  мм и выходного  $D_2=240$  мм сечений, диаметр лопаток  $D_1=119$  мм, ширина канала на выходе  $b_2=6$  мм. Количество лопаток  $Z=21$ , имеющие углы входа  $\beta_{1л}=30^\circ$  и выхода  $\beta_{2л}=48^\circ$  и толщину 2,4 мм. Рабочие колеса

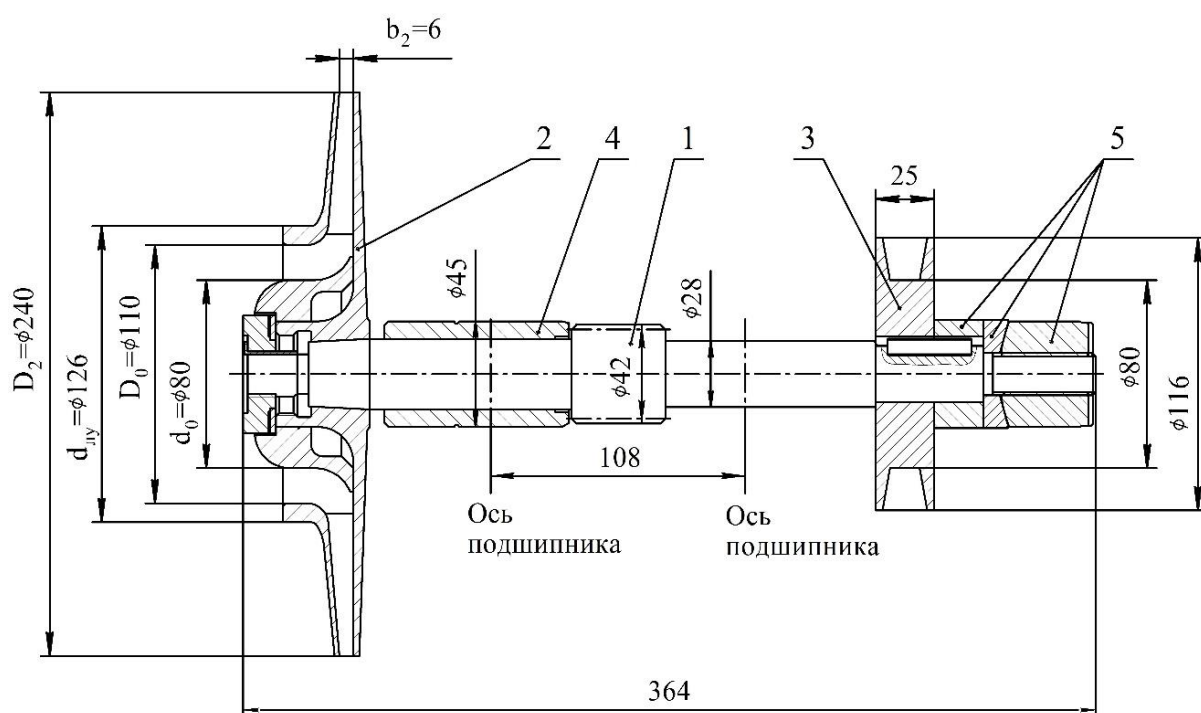


Рисунок 8.7 – Быстроходный ротор компрессора: 1 – вал-шестерня 2 – рабочее колесо, 3 – упорный диск, 4 – втулка

спроектированы таким образом, чтобы при максимальной частоте вращения электродвигателя 3000 мин<sup>-1</sup> условное число Маха было равно  $M_{u2} = u_2 / a_n = 0,9$ , где  $u_2 = \omega R_2$  – окружная скорость рабочего колеса,  $a_n = \sqrt{\kappa R T_n}$  – местная скорость звука. Диск 3 выполнен с трапецевидной выемкой на внешнем диаметре для уменьшения дисковых потерь при маслозаполненном режиме работы упорного подшипника. Из-за технологии изготовления зубчатого венца на вал-шестерню 1 с натягом насажена втулка 4, являющаяся также цапфой для опорного подшипника со стороны ступени. Для равномерного прижатия диска 3 к валу-шестерне 1 и уменьшения осевого биения изготовлен набор колец 5 со сферической опорой по конусу. Биение диска 3 на внешнем диаметре составило 0,02...0,03 мм.

Для исследований изготовлен двусторонний упорный подшипник скольжения (рисунок 8.8) со скосами неподвижных подушек каждой из сторон, параллельными радиальному межподушечному каналу как более простой в изготовлении. Рабочая поверхность образована путем плазменного напыления баббитом Пр-Б83 по ТУ14-22-76-95. Положение рабочего колеса относительно входной кромки безлопаточного диффузора выставлялось дистанционным кольцом на быстроходном

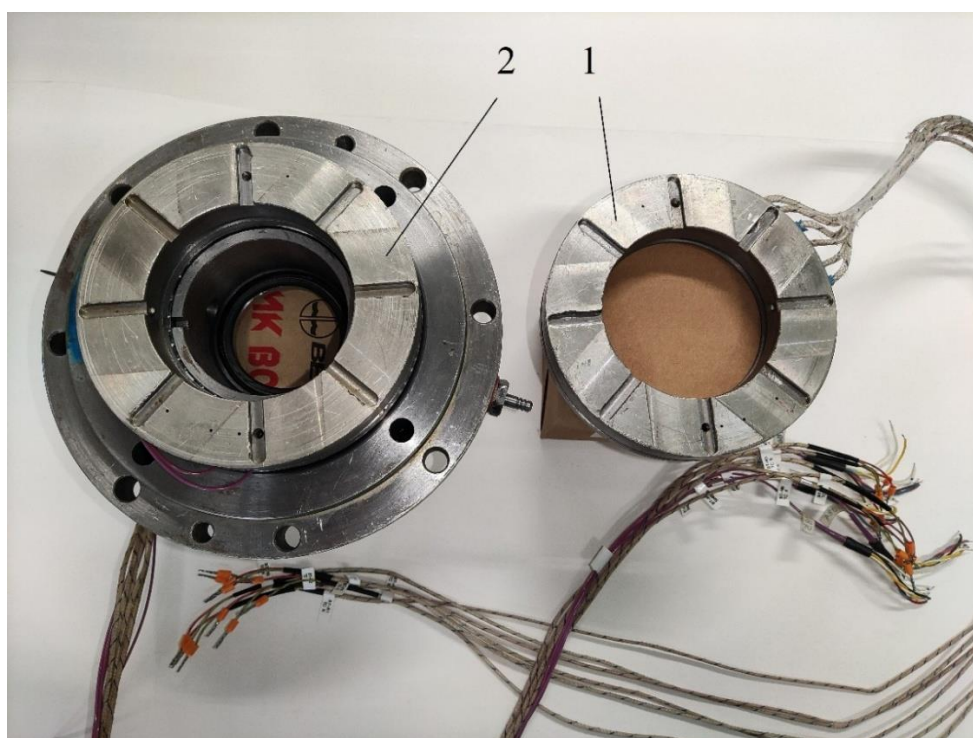


Рисунок 8.8 – Экспериментальный двусторонний упорный подшипник с термopаpами ТХА и сенсорами давления Keller:  
1, 2 – подпятники со сторон КМ и ЭД, соответственно

роторе возле посадки на ротор упорного диска. Суммарный осевой зазор  $h_s = 420$  мкм в двустороннем УПС определялся путем подкладки медной калиброванной пластины под подпятник со стороны КМ и тонких пластин под крышку подпятника со стороны ЭД. Каждая из сторон подшипника несет собственную осевую нагрузку и имеет определенное направление вращения, т. е. является нереверсивной.

Для измерения перепада температур воздушного потока на входе и на выходе из компрессора и последующего расчета внутренней мощности  $N_{вн}$  предусмотрено кольцо термопар 31 (рисунок 8.5). На мерном участке нагнетательного трубопровода 32 для измерения расхода установлена стандартная диафрагма 33 с диаметром отверстия 60 мм. Расход газа через ступень регулируется с помощью задвижки 4 с электроприводом для регулирования характеристики нагнетательной сети. Для изменения объема нагнетательной полости компрессора трубопровод 32 поделен на две части: первая часть заканчивается полнопроходной задвижкой 4; вторая часть перед сбросом в атмосферу заканчивается ручным дисковым поворотным затвором 5 марки «Гранвэл» [331, 335]. Изменение объема нагнетательной полости производится закрытием задвижки или затвора, что позволяет изменять начало и частоту помпажных колебаний ЦК [6, 15, 16].

Во время работы экспериментального стенда воздух в уплотнение 21 компрессора (рисунок 8.6) подается избыточным давлением 0,04...0,05 МПа (чуть выше атмосферного давления) путем отбора части газа от нагнетательного трубопровода 32 (рисунок 8.5) компрессорной установки. При пуске воздух подается от сторонней воздушной системы. При этом в уплотнении 21 с плавающими графитовыми кольцами образуются газовые затворы, которые предотвращают попадание масла из подшипников и зубчатого зацепления в полость сжатия.

### ***8.3.2 Система автоматизации экспериментального стенда***

Для измерения и фиксации показаний давления и температуры масла и газа (воздуха), частоты вращения быстроходного ротора, осевого перемещения диска, расхода разных потоков масла в процессе проведения экспериментальных исследований разработана оригинальная система измерения стенда (рисунок 8.9).

*Система автоматизации 6* (рисунок 8.5) установки функционально разделена на три системы:

- 1) система защиты центробежного компрессора;
- 2) система управления центробежным компрессором;
- 3) система измерения термогазодинамических параметров центробежного компрессора и параметров упорного подшипника.

*Система защиты* обеспечивает контроль за параметрами и аварийный останов при превышении заданных величин. Сигнализация системы защиты стенда установлена на следующие параметры:

- температура масла в напорном коллекторе: менее 32 °С и более 45 °С;
- температура масла на сливе из корпуса упорного подшипника: более 70 °С;
- температура масла в раме-маслобаке: менее 20 °С;
- температура масла вблизи баббитового покрытия двух опорных подшипников: более 80 °С;
- температура масла вблизи баббитового покрытия подушек двух подпятников: более 60 °С;
- избыточное давление масла в напорном коллекторе: менее 1,0 кГс/см<sup>2</sup>, более 2,0 кГс/см<sup>2</sup>;
- открытие крана на сливе воды из маслоохладителя: менее 28 % (фактически прекращается работа маслоохладителя на охлаждение масла) и более 80 % (дальнейшее открытие не увеличивает охлаждение масла). Положение крана устанавливалось соответствующим ПИД-регулятором в соответствии с требуемой температурой в трубопроводе 19;
- закрытие задвижки на линии нагнетания газа компрессорной установки стенда: менее 10 % (далее зона помпажа ЦК).

Аварийная остановка стенда происходит при следующих параметрах:

- температура масла вблизи баббитового покрытия опорных подшипников: со стороны КМ более 110 °С, со стороны ЭД более 100 °С;
- избыточное давление масла в напорном коллекторе: менее 0,07 кГс/см<sup>2</sup>.



Защита осуществляется также по вибрации быстроходного ротора компрессора: при максимальной частоте вращения  $25260 \text{ мин}^{-1}$  не более  $57 \text{ мкм}$  согласно ГОСТ Р ИСО 20816-3-2023, и по частоте привода электродвигателя: не менее  $15 \text{ Гц}$ .

*Система управления* реализует работу компрессора в заданных рабочих режимах и переход между ними (рисунок 8.9). Основные параметры режима работы: частота вращения, температура масла в напорном коллекторе, давление подачи и слива масла из корпуса упорного подшипника, расход масла, а также перепад температур и отношение давлений на центробежной ступени, перепад давлений на измерительной диафрагме. Значение частоты вращения вала электродвигателя 2 (рисунок 8.5) задается в Гц частотным преобразователем 3.

*Система измерения* предусматривает измерение параметров исследуемого упорного подшипника скольжения, а также параметров потока воздуха в проточной части компрессора и по длине нагнетательного трубопровода. Автоматические измерения (рисунок 8.9) привязываются к единой временной шкале и передаются на систему сбора и обработки данных ПК. Система сбора и обработки представляет собой уникальный набор программ и процедур, написанных для данного стенда. Для работы с измерительными приборами и сохранения экспериментальных данных написана оригинальная программа на языке Python, которая обеспечивает:

- последовательный опрос каналов измерений;
- индикацию полученных значений на экране;
- управление исполнительными устройствами;
- обеспечение защиты высокого уровня (низкий уровень реализован на специализированных устройствах);
- поддержание стабильной температуры подачи масла.

Сбор экспериментальных данных и управление оборудованием стенда базируются на универсальном мультиметре Keithley 2700, имеющем 56 изолированных входов, опрашиваемых поочередно в соответствии с текущим приоритетом. Keithley 2700 представляет собой универсальную измерительную платформу (DAQ – Data Acquisition), построенную на мультиметре и модульном селекторе.

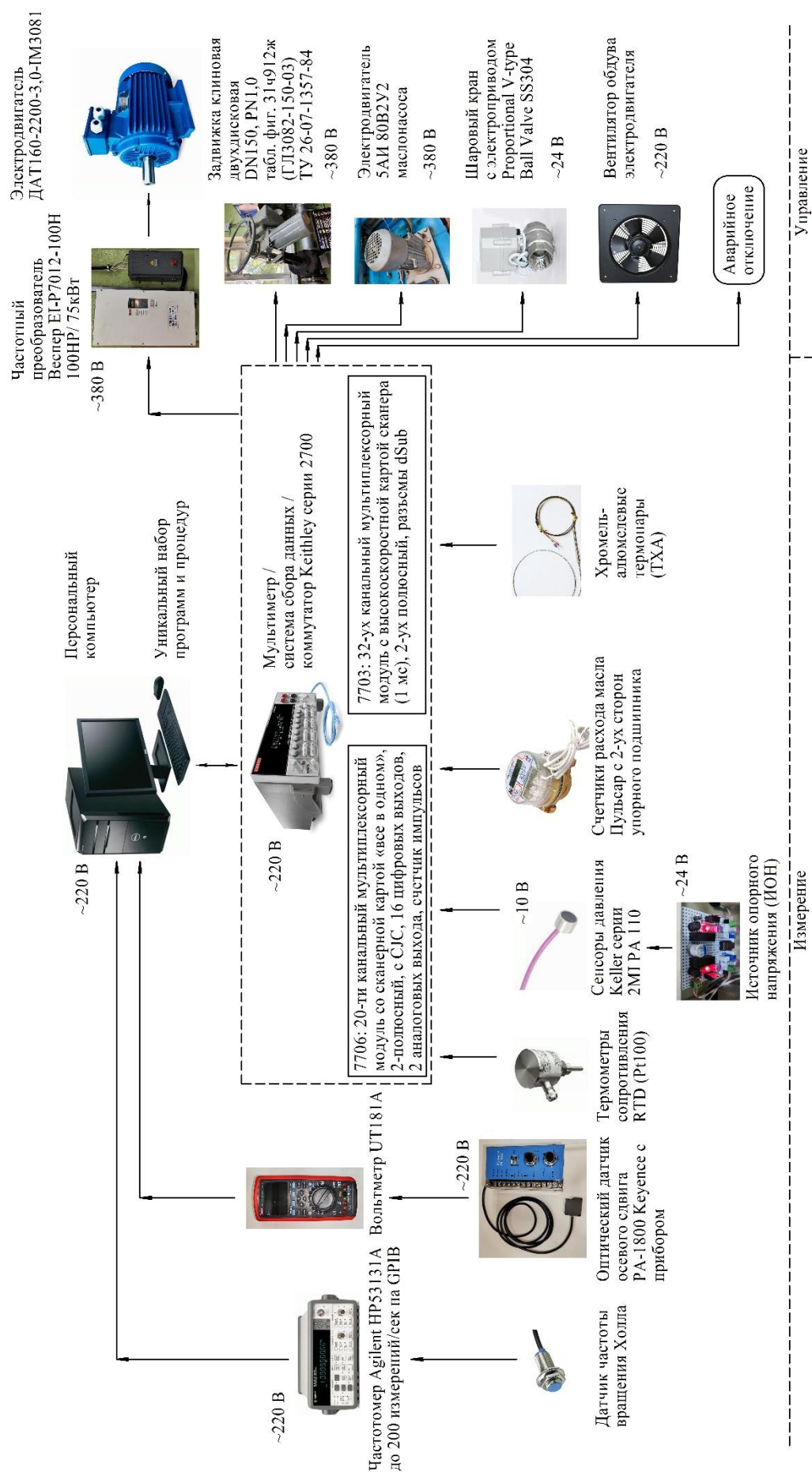


Рисунок 8.9 – Схема автоматических измерений и управления при проведении экспериментальных исследований упорного подшипника

Мультиметр имеет 6,5 разряда разрешающей способности и обеспечивает отличную долговременную стабильность измерений. В системе мультиметра предусмотрено место под 2 модуля, которые выбираются под решение требуемой задачи. В стенде использовались 32-х канальный скоростной мультиплексор (модуль 7703) и 20-ти канальный мультиплексор (модуль 7706), имеющий также цифровые и аналоговые выходы для реализации схемы управления. Система позволяет замерять физические величины, используя первичные преобразователи (такие как термопары, термометры сопротивления, тензометрические датчики давления), получать значения приборов со стандартными выходами напряжения или тока, а также управлять приборами со стандартными входами. Всего системой стенда на двустороннем экспериментальном УПС измеряются 4 точки давления и 6 точек температур смазки по обеим сторонам относительно упорного диска (рисунок 8.11).

Все измерительные каналы программно делятся на три группы приоритета: с быстрым опросом, медленным и для критических значений. К быстрым относятся датчики давления Keller серии 2MI PA 110 и температуры опорных подшипников быстроходного ротора компрессора с периодом опроса 25 сек. К медленным относятся датчики температуры масла в трубопроводах и термопары ТХА подпятников УПС с периодом 80 сек. К критическим параметрам относятся температура и давление подачи масла в напорном трубопроводе с периодом 8 сек. Интервалы времени выбирались из соображений целесообразности и технической возможности. Например, измерение температуры платинового термометра Pt100 требует порядка 1 сек. времени, что с учетом количества каналов применение малых периодов времени нежелательно и в целом бессмысленно.

Полученные экспериментальные показания сохраняются в файлы типа .csv, что позволяет применить для анализа данных широкий спектр программ. Например, для построения графиков в реальном времени применялась программа Kst. Все системы измерений и управления подключены к персональному компьютеру (ПК), где посредством оригинальной управляющей программы происходят необходимые операции с записанными данными.

Для снятия и записи текущих быстроизменяющихся показаний сенсоров давления Keller серии 2MI PA 110 в рабочем режиме работы ЦК в некоторых случаях использовалась дополнительная система. Сигнал с сенсора после коммутации подавался на дифференциальный усилитель, где очищался от помех, ограничивался по частоте и усиливался в 100 раз. Выход усилителя был подключен напрямую к цифровому осциллографу АКИП-4140/1, оборудованный 4-мя аналоговыми каналами с полосой пропускания 100 МГц, где происходит его визуализация для непосредственного контроля и записи для последующего анализа давления.

Для измерения давления масляного несущего слоя исследуемого упорного подшипника с обеих сторон относительно упорного диска ротора применены миниатюрные сенсоры давления Keller серии 2MI PA 110 с габаритами  $\varnothing 4,5 \times 3$  мм (рисунок 8.10), способные работать в широком диапазоне частот от 20 Гц до 5 кГц. Диапазоны измерения абсолютного давления сенсором составляет от 0 до 20 бар, температуры от минус 20 до плюс 120 °С. Диапазон температур, при котором происходит термокомпенсация дрейфа сенсора, составил 30...80 °С. Перед каждым экспериментом проводилась дополнительная калибровка показаний сенсора и их линейность путем сравнения с образцовым манометром класса точности 0,4 по избыточным давлениям 0,5 и 1,0 кГс/см<sup>2</sup> на подаче масла в корпус УПС (см. методику проведения эксперимента). Комплект из 4-ех сенсоров расположен с разных сторон УПС зеркально относительно упорного диска. Сенсоры вставлялись в специально расточенные для них гнезда на среднем радиусе подпятника УПС  $R_{cp} = 92,5$  мм (рисунок 8.11), поджимались упором и герметизировались. Наличие 3-ех сенсоров по направлению вращения упорного диска позволяет построить эпюру распределения давления смазки на поверхности подушки. Сенсор Д3 располагался в области предполагаемого максимального давления на поверхности подушки  $p_{max}$ . Одинаковое координатное расположение сенсоров Д1 и Д3 относительно поверхности подушки обеспечивает контрольное сравнение экспериментальных данных. При монтаже сенсора проверялось условие чистой камеры перед лицевой измеряющей стороной сенсора Keller для исключения помех при съеме показаний. Импульс давления из смазочного слоя на лицевую сторону сенсора передавался через

отверстие  $\varnothing 1$  мм.

Измеряемое давление смазочного слоя преобразовывается в электрический сигнал с помощью чувствительного элемента. Чувствительный элемент сенсора Keller представляет собой пьезорезистивный чип с микрослоем из кремния. Чип находится внутри корпуса из нержавеющей стали 316 L и для защиты от окружающей среды покрыт тонким слоем из силиконового эластомера. Питание и выходной сигнал выводятся сбоку или сзади от чувствительного элемента. Электрическое подключение сенсора происходило по схеме, представленной на рисунке 8.12: используются экранированный кабель  $\varnothing 0,6$  мм и 5-жильный медный кабель диаметром AWG 40 с нейлоновой изоляцией. Питание сенсора обеспечивалось постоянным напряжением 5 В от оригинального ИОН (см. рисунок 8.9).

Электрический сигнал сенсора Keller серии 2MI PA 110, пропорциональный измеряемому давлению, нормировался, термокомпенсировался и преобразовывался в выходной сигнал в блоке преобразования. Таким образом, выходной сигнал по напряжению пропорционален текущему напряжению возбуждения. Каждый сенсор Keller имеет индивидуальный калибровочный сертификат, содержащий следующую информацию:

1) измеряемый диапазон давления с соответствующими выходными сигналами и погрешностью линейности, смещение нуля в мВ, после компенсации с помощью R3 или R4 (рисунок 8.12);

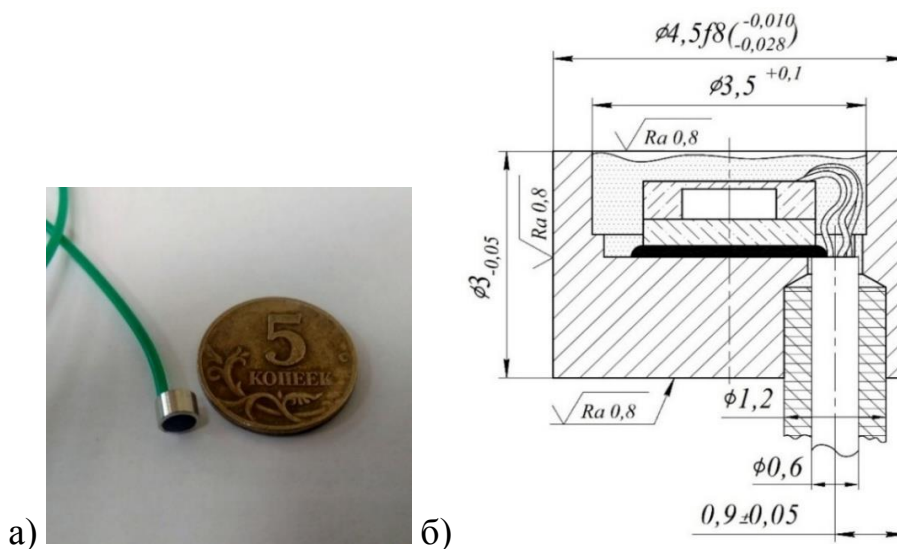


Рисунок 8.10 – Общий вид (а), внутреннее строение и размеры (б) сенсора давления масла Keller серии 2MI PA 110

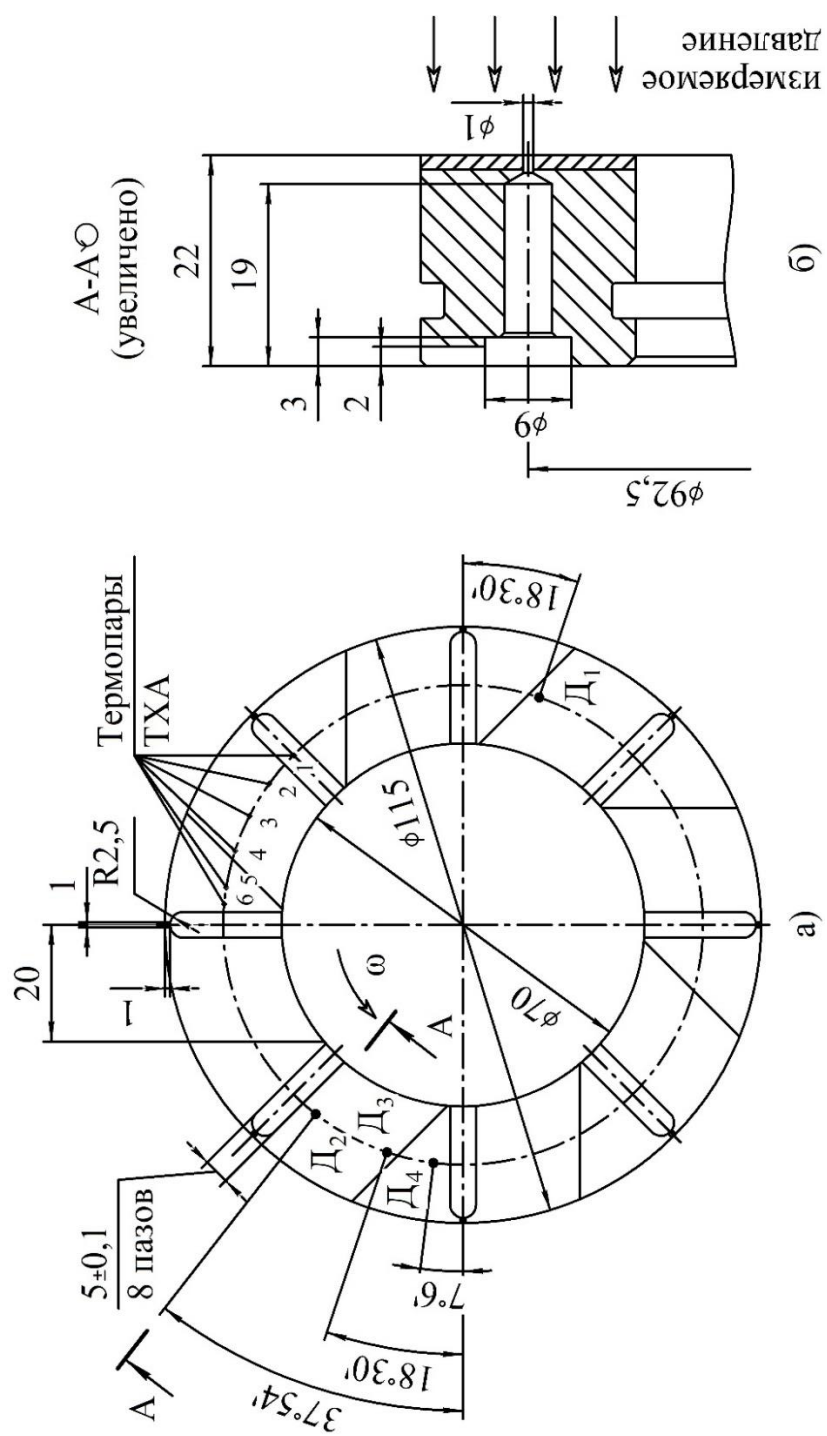


Рисунок 8.11 – Общий вид рабочей поверхности подпятника экспериментального УПС (а) и установочное место сенсора Keller серии 2МІ RA 110 (б) [278, 334]

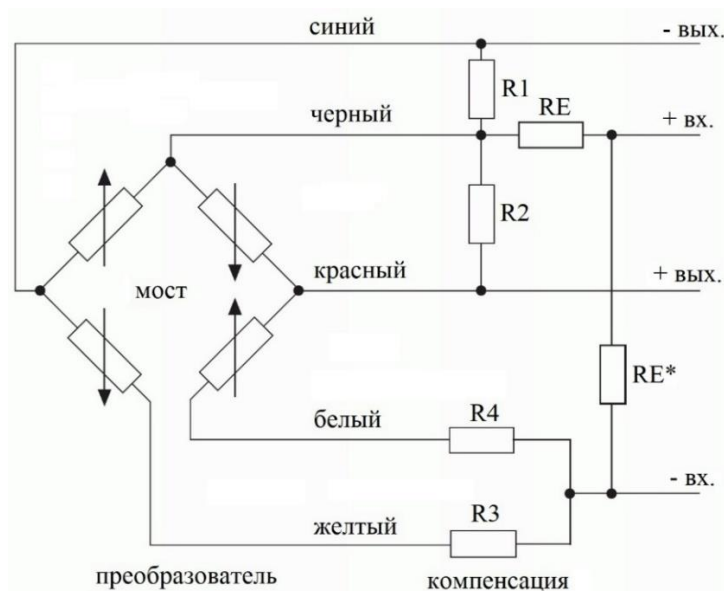


Рисунок 8.12 – Электрическая принципиальная схема сенсора Keller серии 2MI PA 110

2) чувствительность при определенном возбуждении (напряжении или токе), в мВ/бар, компенсируемая резисторами RE (при возбуждении напряжением) или RE\* (при возбуждении током);

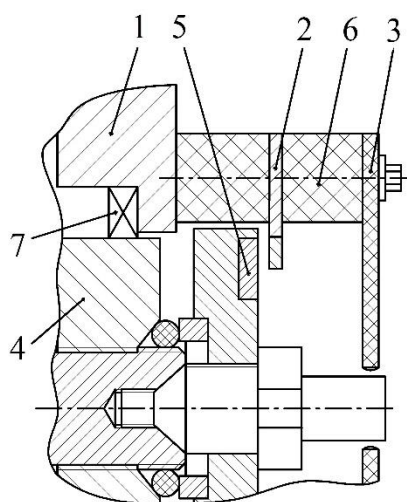
3) значение резистора (термокомпенсация) для установки нуля, R1 или R2.

Преобразователь Веспер марки EI-P7012EI-P7012-100H является трехфазным частотным преобразователем скалярного типа мощностью 75 кВт. Имеет встроенный ПИД-регулятор и входы и выходы аналогового и цифрового типа. Управление электродвигателем марки ДАТ160-2200-3,0-IM3081 происходило по вольт-частотной характеристике U/F. Управление осуществлялось по аналоговому входу 0...10 В.

Канал измерения частоты вращения быстроходного ротора состоит из интегрального датчика Холла А3144Е и универсального частотомера марки Agilent Hewlett-Packard 53131А. Датчик на эффекте Холла 2 (рисунок 8.13) регистрирует наличие магнитного поля: при напряженности поля выше определенного порога на выходе датчика генерируется сигнал. Для создания переменного магнитного поля вблизи датчика с частотой, зависящей от частоты вращения, на торце быстроходного рабочего ротора закреплен алюминиевый диск с двумя неодимовыми магнитами 5. Таким образом, частота сигнала на выходе датчика Холла равна удвоенной



частоте вращения быстроходного ротора. Сам датчик расположен на крышке маслоотводчика 6. Универсальный частотомер Agilent HP 53131A предназначен для исследования периодических сигналов любой формы с предельной частотой 225 МГц и разрешающей способностью более 0,001 Гц при периоде измерения 1 сек. Частотомер настроен на преобразование входного сигнала к частоте вращения в  $\text{мин}^{-1}$ , поскольку в блоке математической обработки системы измерения введена линейная формула  $y=x \cdot m+a$ , где  $m=30$ ,  $a=0$ . Частотомер подключен к управляющему единому ПК, где информация об измеренной частоте ротора считывалась программой и сохранялась.

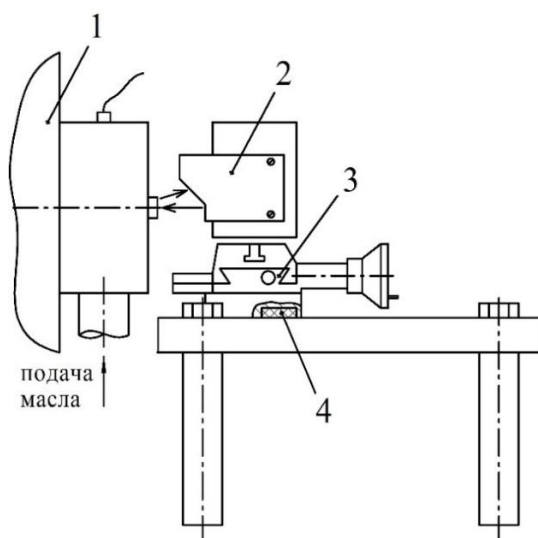


*Рисунок 8.13 – Измерение частоты вращения ротора: 1 – крышка корпуса УПС, 2 – таходатчик Холла, 3 – текстолит, 4 – гайка ротора, 5 – магнит, 6 – крышка маслоотводчика, 7 – манжета*

Датчик осевого перемещения быстроходного ротора представляет собой оптический преобразователь, состоящий из измерительной головки марки РА-1802 и вторичного преобразователя марки РА-1800 Keyence, обеспечивающего работу датчика (рисунок 8.14). Измерительная головка 2 датчика закреплена на подвижной платформе 3 координатного столика, которая посредством микрометрических винтов может менять положение по трем осям. Первоначально пятно измерительного луча настраивается на центр торцевой поверхности ротора, которая отшлифована и заматирована. Шлифовка торцевой поверхности осуществлялась в рабочем режиме компрессора, т. е. без снятия ротора. На вторичном преобразователе дополнительно настраивались пороги допустимого перемещения. Сигнал от датчика воспринимался цифровым мультиметром марки UNI-T UT181A и передавался через



USB кабель на единый ПК. Мультиметр имеет высокую точность измерения: в диапазоне 0...1000 В напряжения постоянного тока (DC)  $\pm (0,025\% + 5$  цифр младшего разряда) и напряжения переменного тока (AC)  $\pm (0,3\% + 30$  цифр младшего разряда). Мультиметр дает упрощенную аналитику зарегистрированных событий: пиковые и усредненные значения, логический компаратор и AC+DC измерения, что применялось при записи усредненного осевого зазора при установившемся режиме работы компрессора. Все данные с датчика передавались через USB кабель на единый ПК.



*Рисунок 8.14 – Измерение осевого перемещения ротора:*

*1 – крышка мультипликатора компрессора, 2 – измерительная головка РА-1802, 3 – подвижная платформа, 4 – магнит*

Для корректного измерения перед настройкой положения компрессор, а точнее рама-маслобак стенда, прогревался до рабочей температуры с целью уменьшения погрешностей от термических деформаций. После прогрева на рабочем режиме компрессор останавливался, и посредством давления подачи масла и положения шаровых кранов 11, 12 (см. рисунок 8.6) упорный диск 8 быстроходного ротора прижимался к нерабочей стороне со стороны ЭД. Микрометрическим винтом координатной платформы 3 (см. рисунок 8.14) выставлялось нулевое положение «0» на выходе преобразователя. Выход имеет масштаб преобразования 1 мВ = 1 мкм и заведен в многоканальную систему измерения для автоматической регистрации.

Полный перечень измерительного оборудования, примененного для снятия показаний при проведении экспериментов двустороннего УПС с неподвижными

подушками, с указанием диапазона и паспортной точности измерения приведен в таблице 8.4.

Таблица 8.4 – Перечень измерительного оборудования для исследования упорного подшипника (см. рисунок 8.5)

| № п.п. | Измеряемая величина                                                         | Название оборудования          | Диапазон и точность измерения                                                                                                                                              |
|--------|-----------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1      | Частота вращения быстроходного ротора, SE-1, <i>автоматический сигнал</i>   | Частотомер Agilent HP 53131A   | 0...225 МГц, погрешность: $\pm 5 \cdot 10^{-6}$ Гц (для 100 Гц)                                                                                                            |
| 2      | Расход масла на КМ, поз. 22                                                 | Счетчик жидкости ППО-25-1,6 СУ | 0,5...6 м <sup>3</sup> /ч, класс точности: 0,5                                                                                                                             |
| 3      | Расход масла на УПС, поз. 23                                                | Счетчик жидкости ППО-25-1,6 СУ |                                                                                                                                                                            |
| 4      | Давление статическое газа на всасывании КМ, изб., PG-6                      | Стрелочный манометр            | -1...1,5 кПа, класс точности: 1,5                                                                                                                                          |
| 5      | Давление нагнетания газа КМ, изб., PG-7                                     | Стрелочный манометр            | 0...0,1 МПа, класс точности: 0,4                                                                                                                                           |
| 6      | Перепад газа на диафрагме, PDG-1                                            | Стрелочный дифманометр         | 0...25 кПа, класс точности: 1                                                                                                                                              |
| 7      | Осевое перемещение быстроходного ротора, GT-1, <i>автоматический сигнал</i> | Оптический измеритель Keyence  | +1...-1 мм с разрешающей способностью не менее 1 мкм при общей погрешности измерения 2 мкм на полном диапазоне; относительная погрешность: менее 1 % на расстоянии 100 мкм |
| 8      | Температура масла в напорном коллекторе, ТТ-1, <i>автоматический сигнал</i> | Термометр сопротивления Pt100  | 0...100 °С, класс точности: 1                                                                                                                                              |
| 9      | Давление подачи масла в корпус УПС, изб., PG-3                              | Стрелочный образцовый манометр | 0...2,5 кГс/см <sup>2</sup> , класс точности: 0,4                                                                                                                          |
| 10     | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона КМ), изб., PG-4        | Стрелочный образцовый манометр | 0...2,5 кГс/см <sup>2</sup> , класс точности: 0,6                                                                                                                          |

Продолжение таблицы 8.4

|    |                                                                                                    |                                             |                                                                                                                                                                                                                                                          |
|----|----------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 11 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона ЭД), изб., PG-5                               | Стрелочный образцовый манометр              | 0...2,5 кГс /см <sup>2</sup> , класс точности: 0,4                                                                                                                                                                                                       |
| 12 | Температура слива масла с обеих сторон УПС, ТТ-2, <i>автоматический сигнал</i>                     | Термометр сопротивления Pt100               | 0...100 °С, класс точности: 1                                                                                                                                                                                                                            |
| 13 | Температура поверхности подушки (сторона КМ): 6 точек, ТЕ-1...6, <i>автоматический сигнал</i>      | Термопара ТХА                               | Предел допускаемых отклонений по ГОСТ Р 8.585-2001 для ТХА типа «К» для класса допуска 2: в диапазоне -40...+333 °С ±2,5 °С                                                                                                                              |
| 14 | Температура поверхности подушки (сторона ЭД): 6 точек, ТЕ-7...12, <i>автоматический сигнал</i>     |                                             |                                                                                                                                                                                                                                                          |
| 15 | Давление масла смазочного слоя (сторона КМ), изб.: 4 точки, РЕ-1...3, <i>автоматический сигнал</i> | Сенсор Keller серии 2MI PA 110              | 0,1...20 бар, относительная погрешность: 0,4 % при давлении 2,5 бара (по паспорту < 0,5 % от ВПИ). Дополнительно откалиброван образцовым манометром класса точности 0,4                                                                                  |
| 16 | Давление масла смазочного слоя (сторона ЭД), изб.: 4 точки, РЕ-4...6, <i>автоматический сигнал</i> |                                             |                                                                                                                                                                                                                                                          |
| 17 | Расход слива масла (сторона КМ), поз. 25                                                           | Счетчик Пульсар У-Ду15-В-RS485-80           | 0...3 м <sup>3</sup> /ч, класс В: допустимая погрешность в диапазоне Q <sub>t</sub> (0,12 м <sup>3</sup> /ч) ≤ Q ≤ Q <sub>max</sub> (3 м <sup>3</sup> /ч) ± 2 %                                                                                          |
| 18 | Расход слива масла (сторона ЭД), поз. 26                                                           |                                             |                                                                                                                                                                                                                                                          |
| 19 | Атмосферное давление воздуха                                                                       | Анероидный барометр                         | Цена деления: 1,0 мм рт. ст.                                                                                                                                                                                                                             |
| 20 | Сбор автоматических экспериментальных данных                                                       | Мультиметр / коммутатор Keithley серии 2700 | 1) напряжение (Keller): ± (0,003 %·х + 0,0035 %·100 мВ), диапазон -100 мВ...+100 мВ, где х – измеренная величина;<br>2) температура (термопара ТХА): ± 1 °С, диапазон 0 ... +1372 °С;<br>3) температура (ТС Pt100): ± 0,06 °С, диапазон -200 ... +630 °С |

### 8.3.3 Методы измерения параметров упорного подшипника

Перечислим методы измерения различных параметров.

1. Измерение осевой нагрузки  $F_{ос}$ . Осевая нагрузка определялась косвенным образом: она складывалась от давлений смазки на разных участках рабочей поверхности упорного диска ротора. Эпюры давлений на поверхности диска показаны на рисунке 8.15. Положительное направление оси ротора принято в сторону рабочего колеса. Области 1 и 2 соответствуют рабочим гидродинамическим давлениям на поверхности рабочих и нерабочих подушек; области 3 и 4 – разным гидростатическим давлениям выхода смазки с рабочей и нерабочей сторон, соответственно.

Из-за больших габаритных размеров упорного подшипника и малой осевой нагрузки от газовых сил проточной части ЦК большое значение приобретают давление подачи смазки и положение рукоятки шаровых кранов на сливе смазки из корпуса УПС, создающих гидравлическое сопротивление.

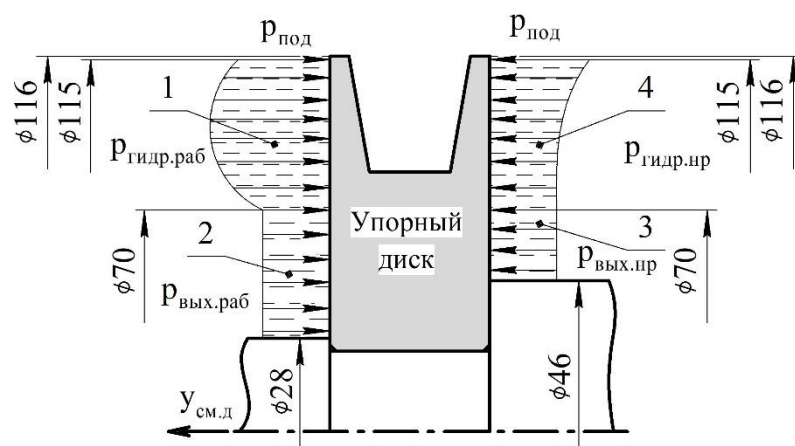


Рисунок 8.15 – Эпюры распределения давлений смазки на поверхности упорного диска [332-334]

Давление смазки от периферии к центру в радиальном направлении уменьшается от давления подачи смазки в корпус УПС  $p_{под}$  до давлений выхода внутренних полостей с рабочей  $p_{вых.раб}$  (диаметр ротора 28 мм) и нерабочей  $p_{вых.нр}$  (диаметр ротора 46 мм) сторон, соответственно. Давления  $p_{вых.раб}$  и  $p_{вых.нр}$  определяются положением рукоятки шарового запирающего крана соответствующей полости. Равновесие составляющих осевой нагрузки ротора с учетом величин зазоров с рабочей и нерабочей сторон выглядит следующим образом:

$$F_{гидр.раб} + F_{вых.раб} = F_{гидр.нр} + F_{вых.нр}, \quad (8.4)$$

где  $F_{гидр.раб}$ ,  $F_{гидр.нр}$  – гидродинамические силы от осевой нагрузки с рабочей и нерабочей сторон;  $F_{вых.раб}$ ,  $F_{вых.нр}$  – гидростатические силы с рабочей и нерабочей сторон, соответственно. При построении кривой подвижного равновесия упорного подшипника за силы  $F_{гидр.раб}$ ,  $F_{гидр.нр}$  можно принять несущие способности рабочей и нерабочей сторон двустороннего УПС по результатам расчета программы Sm2px3Tхт.

2. Измерение частоты вращения быстроходного ротора  $n$  ( $\omega$ ). Производилось с помощью интегрального датчика Холла А3144Е и универсального частотомера марки Agilent HP 53131А. Для создания переменного магнитного поля вблизи датчика Холла с частотой вращения на торце быстроходного рабочего ротора был закреплен алюминиевый диск с двумя неодимовыми магнитами (рисунок 8.13).

3. Измерение осевого перемещения ротора (толщины смазочного слоя  $h_2$ ). Производилось с помощью оптического преобразователя, состоящего из измерительной головки марки РА-1802 и вторичного преобразователя марки РА-1800 Keyence. Пятно измерительного луча измерительной головки перед экспериментом настраивалось на центр торцевой поверхности быстроходного ротора (рисунок 8.14).

4. Измерение температуры. Измерение температуры смазочного слоя  $t$  вблизи рабочей поверхности подушки упорного подшипника на среднем радиусе в 5-ти точках по мере увеличения температурного напора, а также вблизи поверхности межподушечного канала в 1-ой точке, производилось с помощью хромель-алюмелевых термопар (ТХА) (см. рисунок 8.11). Для этого просверливалось с тыльной стороны подпятника глухое отверстие диаметром 1,5 мм, не доводя сверло до рабочей поверхности 0,5...1 мм. После электроизоляции бакелитовым лаком спай хромель-алюмелевой проволоки диаметром 0,2 мм устанавливался в подшипник и от металла изолировался эпоксидным клеем и фторопластовой втулкой. Сигналы от ТХА воспринимались модулем 7703 мультиметра Keithley серии 2700.

Измерение температуры смазки на трубопроводах, на входе и на выходе из

корпуса экспериментального УПС измерялись платиновыми термопреобразователями сопротивления RTD (Pt100). Сигналы от ТС воспринимались модулем 7706 мультиметра Keithley серии 2700.

5. Измерение давления. Измерение импульса гидродинамического давления из смазочного слоя  $p$  подушки производилось сенсорами давления Keller серии 2MI PA 110. Сертификат сенсора содержит индивидуальную калибровочную характеристику зависимости выходного электрического сигнала от измеряемого давления, погрешности линейности и смещения нуля в мВ, чувствительность в мВ/бар, значения резисторов R1 или R2 для установки нуля. Питание сенсора осуществлялось напряжением 5 В от ИОН. Стабильность ИОН составляет 0,003 % (30 ppm) на 1000 ч. Уход значения напряжения более  $\pm 0,01$  В влияет на градуировочную характеристику, поэтому требовало стабильности питания.

Давления на подаче и на сливе из полостей корпуса УПС определялись образцовыми манометрами класса точности 0,4 или 0,6. Эти же манометры дополнительно использовались при точечной калибровке сенсоров давления Keller при достижении рабочих температурах в корпусе упорного подшипника.

6. Измерение потерь мощности на трение двустороннего упорного подшипника  $N$ . Суммарные потери мощности определяются косвенно по уравнению теплового баланса для смазки без учета отвода тепла в окружающие стенки за счет теплопроводности: по расходу масла на обе стороны экспериментального УПС и по температуре масла на входе и на выходе из подшипника:

$$N = c \cdot \rho \cdot Q \cdot (t_{cl} - t_{ex}), \quad (8.5)$$

где  $t_{ex}$ ,  $t_{cl}$  – температуры масла на входе (ТТ-1) и выходе (ТТ-2) из корпуса УПС (рисунок 8.5);  $\rho$ ,  $C$  – теплоемкость и плотность масла Тп-22С при  $t_{cl}$ ;  $Q$  – суммарный измеренный расход (по показаниям FIT-1 и FIT-2) (рисунок 8.6). Температуры  $t_{ex}$  и  $t_{cl}$  измерялись термопреобразователями сопротивления RTD (Pt100), расходы с разных сторон упорного диска – счетчиками Пульсар У-Ду15-В-RS485-80, сигналы от которых поступали в модуль 7706 мультиметра Keithley серии 2700.

### 8.3.4 Программа, методика проведения и обработки результатов экспериментальных исследований

Программой экспериментальных исследований предусматривалось испытание двустороннего упорного подшипника скольжения ЦК со следующими геометрическими размерами обеих сторон: внутренний  $D_1=70$  мм и внешний  $D_2=115$  мм диаметры подушек, количество подушек  $z=8$ , толщина подушки  $H_n=5$  мм, толщина диска  $H_n=25$  мм [335-337]. Профиль подушек – параллельный МПК скос. Остальные размеры исследуемого подшипника приведены в таблице 8.5. Номера подушек двух сторон расположены зеркально относительно друг друга. Измеренный с помощью индикаторных часов и по показаниям вольтметра УТ181А суммарный осевой зазор составил  $h_s=420$  мкм.

Таблица 8.5

| № подушки<br>раб. стор./<br>нераб. стор. | Угол между<br>подводными<br>каналами $\theta$ ,<br>град. | Угол подушки<br>$\theta_n$ , град. | Ширина кли-<br>нового скоса<br>$\eta_k$ , мм | Глубина скоса на<br>входе в подушку<br>$\delta_{ск} = h_1 - h_2$ , мм |
|------------------------------------------|----------------------------------------------------------|------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|
| 1.                                       | 43/46                                                    | 38,8/38,7                          | 20/22                                        | 0,06/0,07                                                             |
| 2.                                       | 46/45                                                    | 39,0/38,7                          | 19/20                                        | 0,04/0,05                                                             |
| 3.                                       | 45/45                                                    | 38,6/39,0                          | 19/19                                        | 0,07/0,06                                                             |
| 4.                                       | 45/46                                                    | 38,6/38,9                          | 20/20                                        | 0,05/0,06                                                             |
| 5.                                       | 44/46                                                    | 38,3/38,8                          | 19/20                                        | 0,07/0,04                                                             |
| 6.                                       | 45/45                                                    | 38,5/38,2                          | 20/18                                        | 0,04/0,06                                                             |
| 7.                                       | 43/46                                                    | 38,0/39,0                          | 19/18                                        | 0,05/0,05                                                             |
| 8.                                       | 45/45                                                    | 38,2/38,7                          | 20/19                                        | 0,06/0,04                                                             |

Эксперименты проводились на турбинном масле Тп-22С по ТУ 38.101821-2013. Зависимости динамической вязкости  $\mu$ , плотности  $\rho$  и теплоемкости с указанной марки масла от температуры (от 5 до 150 °С через каждые 5 °С) представлены в виде таблицы свойств [18], которая использовалась при расчете упорного подшипника программой расчетов «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» [275]. Принятые характеристики масла Тп-22С получены в лаборатории СКБ по компрессоростроению (в наст. время АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС).

Задача экспериментальных исследований заключалась в измерении распределения давления  $p$  в смазочном слое и температур  $T_n$  вблизи рабочей поверхности подушки упорного подшипника скольжения, в расчете суммарных потерь мощности  $N$  при различных частотах вращения  $n$  быстроходного ротора и положении упорного диска, а также в построении статической кривой зависимости прикладываемой осевой нагрузки  $F_{oc}$  от высоты зазора  $h_2$ . Положение диска ротора менялось путем изменения гидравлического сопротивления и давления на сливе смазки из двух разных полостей корпуса упорного подшипника шаровыми кранами. Эксперименты проведены в следующей последовательности.

1. Открывался сапун 29 (см. рисунок 8.5) для связи давления в раме-маслобаке 7 с атмосферным давлением.

2. Устанавливалось нулевое «0» положение упорного диска быстроходного ротора индикаторными часами путем прижатия давлением подачи масла к стороне ЭД как наиболее нагруженной из-за разницы диаметров ротора (см. рисунок 8.15). Далее обнулялись показания осевого зазора оптического измерителя фирмы Keyence.

3. Запускался шестеренный насос 9 системы смазки стенда. При температуре масла в раме-маслобаке менее 30 °С масло подогревалось путем его прокачки через малый контур с открытым ручным вентилем 13. После прогрева вентиль 13 закрывался, и поток масла направлялся по большому контуру через компрессор 1.

4. Перепускным клапаном 18 по манометру PG-2 регулировалось избыточное давление масла до 0,16671... 0,19613 МПа (до 1,7...2,0 кгс/см<sup>2</sup>) при максимальном расходе в напорном трубопроводе компрессорного агрегата на подаче в узлы трения компрессора 1. При этом по манометру PG-3 на подаче в корпус упорного подшипника 24 давление масла при экспериментах поддерживалось постоянным 0,0980 МПа (1,0 кгс/см<sup>2</sup>) или 0,147 МПа (1,5 кгс/см<sup>2</sup>). По разности показаний манометров PG-1, PG-2 контролировался суммарный перепад давления масла на маслоохладителе 14 и фильтре 18, который не должен был превышать  $\Delta p = 0,08826...0,1471$  МПа (0,9...1,5 кгс/см<sup>2</sup>).

5. Последовательно открывались шаровой кран с автоматическим



приводом 15 и шаровой кран 16 подвода и отвода охлаждающей воды на масло-охладитель 14.

6. Полностью открывались шаровые запирающие краны 27, 28 на сливе масла из корпуса упорного подшипника 24 при минимальном гидравлическом сопротивлении.

7. Полностью открывались задвижка (дроссель) 4 и затвор 5 на нагнетательном трубопроводе стенда. Задавалась на частотном преобразователе 3 частота вращения вала электродвигателя 2 значением 15 Гц (900 об/мин). Запускались электродвигатель и компрессор нажатием кнопки «пуск». Далее корпус и подпятники упорного подшипника прогревались до рабочих температур.

8. Останавливался компрессор. Проверялись показания сенсоров давления Keller и их линейность путем сравнения с несколькими значениями контрольного статического давления подачи масла в корпус УПС по манометру PG-3 (рисунок 8.5) с классом точности 0,4: по давлениям 0,5 и 1,0 кГс/см<sup>2</sup> (изб.). При этом краны 27, 28 были закрыты, что обеспечивает нулевой расход через УПС. При несовпадении показаний вводилась соответствующая корректировка в системе автоматизации 6 стенда.

9. Перед пуском и во время работы компрессора давления масла должны оставаться положительными, что контролировалось по манометрам PG-4, PG-5 из полостей слива корпуса упорного подшипника. В связи с незначительным влиянием на положение упорного диска газовой силы от рабочего колеса компрессора разность давлений масла с рабочей и нерабочей сторон обеспечивала разные положения упорного диска ротора компрессора и рабочего зазора упорного подшипника, которые фиксировались оптическим измерителем Keyence по показанию GT-1.

10. На частотном преобразователе 3 задавалась частота вращения вала электродвигателя 2 значением 20 Гц (1200 об/мин), и заново запускались электродвигатель и компрессор. С учетом передаточного отношения зубчатой пары  $i=8,4209$  режим соответствует примерной частоте  $n_1=10105,08 \text{ мин}^{-1}$  быстроходного ротора компрессора по показанию SE-1 частотомера.

11. Устанавливалась температура подачи масла  $t_{nod}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$  в напорном трубопроводе компрессорного агрегата. Температура поддерживалась постоянной при установившемся<sup>1</sup> режиме работы компрессора, когда температура масла в напорном трубопроводе, на сливе и в подушках упорного подшипника изменялась не более чем на  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Постоянство температуры  $t_{nod}$  с изменением  $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  поддерживалось автоматически путем изменения величины открытия/закрытия шарового крана 15 на сливе охлаждающей воды из маслоохладителя 14 стенда.

12. Устанавливалось постоянное избыточное давление нагнетания воздуха по манометру PG-7 на нагнетательном трубопроводе стенда с помощью задвижки 4, равное  $p_k=0,008\dots 0,018\text{ МПа}$  ( $0,1\text{ бар}$ ).

13. При установившемся режиме работы стенда производилось снятие и фиксация показаний измерительного оборудования с записью в Протокол эксперимента. Положение шаровых кранов 27, 28 было постоянным на протяжении измерения.

14. Последовательно прикрывались краны 27 или 28 (при достижении минимального расхода одной из сторон) при полностью открытом другом кране с целью изменения осевой нагрузки на упорный подшипник и смещения положения упорного диска. Для этого менялось положение рукоятки кранов 27, 28 и, следовательно, площадь проходного сечения и давления PG-4, PG-5. При установившемся режиме работы соответствующие измерения повторялись и фиксировались.

15. На частотном преобразователе 3 последовательно устанавливалась частота вращения вала электродвигателя 2 значениями 24 Гц ( $1440\text{ мин}^{-1}$ ) и 28 Гц ( $1680\text{ мин}^{-1}$ ), что примерно соответствует частотам  $n_2=12126,096\text{ мин}^{-1}$  и  $n_3=14147,112\text{ мин}^{-1}$  быстроходного ротора компрессора, соответственно. Аналогично при установившемся режиме работы производилось снятие и фиксация показаний измерительного оборудования при каждой отдельной частоте и нескольких положениях шаровых кранов 27, 28 с записью в Протокол эксперимента.

---

<sup>1</sup> Режим центробежного компрессора считался установившимся, если разность температур воздуха  $\Delta t$  на нагнетании и всасывании изменяется в течение 20 минут не более, чем на  $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура масла в напорном коллекторе изменяется не более, чем на  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

16. Уменьшалась частота вращения электродвигателя 2 до 15 Гц (900 об/мин).

17. Переводилось в ручной режим управление запорно-регулирующей задвижкой 4 на нагнетании компрессора. Нажималась кнопка «стоп» на частотном преобразователе 3.

18. После полной остановки быстроходного ротора и охлаждения элементов конструкции ЦК спустя 5 мин выключался шестеренный насос 9 системы смазки. Закрывались автоматический кран 15 и шаровой кран 16 подвода и отвода охлаждающей воды на маслоохладитель 14.

При вводе исходные данные и обработке результатов угловой размер подушки  $\theta_n$  и ширина клинового скоса  $\eta_k$  приняты как среднеарифметические из результатов измерений отдельных подушек (таблица 8.5).

*С рабочей стороны:*

$$\theta_n^p = (38,8 + 39 + 38,6 + 38,6 + 38,3 + 38,5 + 38,0 + 38,2) / 8 = 38,5^\circ,$$

$$\eta_k^p = (20 + 19 + 19 + 20 + 19 + 20 + 19 + 20) / 8 = 19,5 \text{ мм.}$$

Рассчитаем погрешности среднеарифметического результата [338]:

$$S_{\theta_n^p} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n d_i^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{(0,3^2 + 0,5^2 + 0,1^2 + 0,1^2 + (-0,2)^2 + 0 + (-0,5)^2 + (-0,3)^2)}{(8 \cdot 7)}} = 0,115^\circ$$

или  $0,115 \cdot 100 / 38,5 = 0,299 \%$ .

$$S_{\eta_k^p} = \sqrt{\frac{0,5^2 + (-0,5)^2 + (-0,5)^2 + 0,5^2 + (-0,5)^2 + 0,5^2 + (-0,5)^2 + 0,5^2}{8 \cdot 7}} = 0,189 \text{ мм.}$$

или  $0,189 \cdot 100 / 19,5 = 0,969 \%$ .

*С нерабочей стороны:*

$$\theta_n^{hp} = (38,7 + 38,7 + 39,0 + 38,9 + 38,8 + 38,2 + 39,0 + 38,7) / 8 = 38,75^\circ,$$

$$\eta_k^{hp} = (22 + 20 + 19 + 20 + 20 + 18 + 18 + 19) / 8 = 19,5,$$

$$S_{\theta_n^{np}} = \sqrt{\frac{((-0,05)^2 + (-0,05)^2 + 0,25^2 + 0,15^2 + 0,05^2 + (-0,55)^2 + 0,25^2 + (-0,05)^2)}{8 \cdot 7}} = 0,091^\circ$$

или  $0,091 \cdot 100/38,75 = 0,235 \%$ ,

$$S_{\eta_k^{np}} = \sqrt{\frac{2,5^2 + 0,5^2 + (-0,5)^2 + 0,5^2 + 0,5^2 + (-1,5)^2 + (-1,5)^2 + (-0,5)^2}{8 \cdot 7}} = 0,463 \text{ мм}$$

или  $0,463 \cdot 100/19,5 = 2,374 \%$ .

При обработке результатов глубина клинового скоса  $\delta_{ск}$  также принята равной среднеарифметической из результатов измерений отдельных подушек подшипника (таблица 8.5).

*С рабочей стороны:*

$$\delta_{ск}^p = (0,06 + 0,04 + 0,07 + 0,05 + 0,07 + 0,04 + 0,05 + 0,06)/8 = 0,055 \text{ мм},$$

$$S_{\delta_{ск}^p} = \sqrt{\frac{(0,005^2 + (-0,015^2) + 0,015^2 + (-0,005)^2 + 0,015^2 + (-0,015)^2 + (-0,005)^2 + 0,005^2)}{8 \cdot 7}} = 0,004226 \text{ мм}$$

или  $0,004226 \cdot 100/0,055 = 7,68 \%$ .

*С нерабочей стороны:*

$$\delta_{ск}^{np} = (0,07 + 0,05 + 0,06 + 0,06 + 0,04 + 0,06 + 0,05 + 0,04)/8 = 0,05375 \text{ мм},$$

$$S_{\delta_{ск}^{np}} = \sqrt{\frac{(0,01625^2 + (-0,00375)^2 + 0,00625^2 + 0,00625^2 + (-0,01375)^2 + 0,00625^2 + (-0,00375)^2 + (-0,01375)^2)}{8 \cdot 7}} = 0,00375 \text{ мм}$$

или  $0,00375 \cdot 100/0,05375 = 6,98 \%$ .

### **8.3.5 Оценка погрешности измерения контролируемых величин**

Описанные условия проведенных экспериментов и примененное измерительное оборудование (см. таблицу 8.4) дают возможность сделать вывод, что полная погрешность измерения определяется только пределом допускаемой погрешности прибора. Применение доверительного интервала для выборки из 2-ух измерений бессмысленно, так как он оказывается слишком широким: при  $n=2$  коэффициент Стьюдента  $t_\alpha = 12,71$  при доверительной вероятности  $\alpha = 0,95$ . Воспроизведение

повторяемости эксперимента осложнено выходом на установившийся тепловой режим работы компрессора и УПС: можно ограничиться сколькими измерениями во избежание грубой ошибки. Введены следующие обозначения при расчете погрешностей определения основных характеристик исследуемого упорного подшипника:

$\sigma_A$  – средняя квадратичная погрешность величины «А»;

$\Delta_A$  – предельная погрешность величины «А»;

$\delta_A$  – максимальная абсолютная погрешность однократного измерения величины «А», которую также можно принять равной цене деления шкалы прибора;

$\varepsilon_A = \delta_A / A$  – максимальная относительная погрешность однократного измерения.

При нормальном законе распределения случайной величины с вероятностью приблизительно 99,72 % можно воспользоваться правилом трех сигм [338, 339]:

$$\sigma_A = \frac{1}{3} \Delta_A. \quad (8.6)$$

В тех случаях, когда средние квадратичные погрешности  $\sigma_A$  не известны, принято, что предельные погрешности  $\Delta_A$  равны максимальным относительным погрешностям однократного измерения, т. е.  $\Delta_A = \varepsilon_A = \delta_A / A$ . При этом вероятность появления предельной погрешности практически равна нулю: около 0,28 %. Следовательно, в основном определяют среднюю квадратичную погрешность.

*Прямые измерения:*

1) измерение частоты вращения быстроходного ротора  $n$  ( $\omega$ ).

Погрешность измерения частоты (стабильность частоты вращения) датчика Холла А3144Е и далее универсального частотомера марки Agilent HP 53131А при стандартном использовании составляет пренебрежимо малую величину:  $\delta_n = \pm 5 \cdot 10^{-6}$  Гц (для 100 Гц). При этом рабочие частоты вращения ЭД при эксперименте составляют примерно 20 Гц, 24 Гц и 28 Гц;

2) измерение осевого перемещения ротора (толщины смазочного слоя  $h_2$ ).

Относительная погрешность измерения измерительной головки марки РА-1802 и вторичного преобразователя марки РА-1800 Keyence составляет

$\varepsilon_{h_2}$  = менее 1 % на расстоянии 100 мкм. Средняя квадратичная погрешность равна:

$$\sigma_{h_2} = \frac{1}{3} \varepsilon_{h_2} = \frac{1}{3} \cdot 1 = 0,33 \% ;$$

3) измерение температуры вблизи рабочей поверхности подушек.

Погрешность измерения температуры складывается из погрешности хромель-алюмелевых термопар (ТХА), равной  $\delta_{T_n1} = \pm 2,5^\circ\text{C}$  по ГОСТ Р 8.585-2001 для ТХА типа «К» для класса допуска 2 в диапазоне  $-40 \dots +333^\circ\text{C}$ , и погрешности мультиметра Keithley серии 2700, равной для термопар  $\delta_{T_n2} = \pm 1^\circ\text{C}$  в диапазоне  $0 \dots +1372^\circ\text{C}$ . Относительная погрешность при температурах до  $100^\circ\text{C}$  составляет: для термопар ТХА  $\varepsilon_{T_n1} = 5 \cdot 100/100 = 5\%$ ; для мультиметра Keithley  $\varepsilon_{T_n2} = 2 \cdot 100/100 = 2\%$ . Средняя квадратичная погрешность равна:

$$\sigma_{T_n} = \frac{1}{3} \varepsilon_{T_n} = \frac{1}{3} (\varepsilon_{T_n1} + \varepsilon_{T_n2}) = \frac{1}{3} (5 + 2) = 2,33 \% ;$$

4) измерение температуры масла в трубопроводах системы смазки.

Погрешность измерения температуры складывается из погрешности термометра сопротивления RTD (Pt100), равной классу точности 1 в диапазоне  $0 \dots 100^\circ\text{C}$ : приведенная к ВПИ допустимая погрешность  $\varepsilon_{t_m1} = 1\%$ , и погрешности мультиметра Keithley серии 2700, равной для ТС Pt100  $\delta_{t_m2} = \pm 0,06^\circ\text{C}$  в диапазоне  $-200 \dots +630^\circ\text{C}$ . Относительная погрешность при температурах до  $100^\circ\text{C}$  для мультиметра Keithley составляет  $\varepsilon_{t_m2} = 0,12 \cdot 100/100 = 0,12\%$ . Средняя квадратичная погрешность равна:

$$\sigma_{t_m} = \frac{1}{3} \varepsilon_{t_m} = \frac{1}{3} (\varepsilon_{t_m1} + \varepsilon_{t_m2}) = \frac{1}{3} (1 + 0,12) = 0,37 \% ;$$

5) измерение гидродинамического давления в смазочном слое.

Относительная погрешность измерения по паспорту сенсора Keller серии 2MI PA 110, в которую входит нелинейность градуировочной характеристики, гистерезис и воспроизводимость, в диапазоне  $0 \dots 20$  бар составляет не более  $\varepsilon_{p1} = 0,5\%$  от ВПИ. Дополнительная калибровка в процессе эксперимента равна классу точности

0,4 образцового манометра  $\varepsilon_{p2}=0,4 \%$  от предельного давления 2,5 кГс/см<sup>2</sup>. Погрешность мультиметра Keithley серии 2700 для напряжения равна  $\pm (0,003 \% \cdot x + 0,0035 \% \cdot 100 \text{ мВ})$  в диапазоне -100 мВ...+100 мВ, где  $x$  – измеренная величина, т.е. при максимальном напряжении 40 мВ (давление  $\approx 2,5$  бара) погрешность составляет  $\varepsilon_{p3} = \pm 0,47 \%$ . Погрешность однократного измерения может быть вычислена по формуле (8.1):

$$\varepsilon_{p1,2} = \sqrt{\varepsilon_{p1}^2 + \varepsilon_{p2}^2} = \sqrt{0,5^2 + 0,4^2} = 0,64 \%.$$

Средняя квадратичная погрешность равна:

$$\sigma_p = \frac{1}{3} \varepsilon_p = \frac{1}{3} (\varepsilon_{p1,2} + \varepsilon_{p3}) = \frac{1}{3} (0,64 + 0,94) = 0,53 \%.$$

При переводе показаний давления сенсора Keller в абсолютные значения для сравнения с численными экспериментами программы Sm2px3Tхт относительная погрешность anerоидного барометра при цене деления шкалы 1 мм рт. ст. (за погрешность принята 1/2 цены деления шкалы) и общей шкале 800 мм рт. ст. равна:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2 \cdot 800} 100 = 0,0625 \%. \text{ В этом случае средняя квадратичная погрешность}$$

абсолютного давления равна:  $\sigma_{p+амм} = \frac{1}{3} (0,64 + 0,94 + 0,0625) = 0,5475 \%$ .

6) расход масла через разные стороны относительно упорного диска в корпусе упорного подшипника.

Относительная допустимая погрешность измерения расхода масла счетчиком Пульсар У-Ду15-В-RS485-80 (общий диапазон расхода 0...3 м<sup>3</sup>/ч, класс В) в диапазоне 0,12...3,0 м<sup>3</sup>/ч составляет  $\varepsilon_Q = \pm 2 \%$ . Средняя квадратичная погрешность равна:

$$\sigma_Q = \frac{1}{3} \varepsilon_Q = \frac{1}{3} \cdot 4 = 1,33 \% .$$

7) измерение статического давления подачи и слива масла во внешней и внутренних полостях корпуса упорного подшипника. Относительная погрешность определяется классом точности стрелочного образцового манометра:  $\varepsilon_{p_m} = 0,4$  или

0,6 %. Средняя квадратичная погрешность в этом случае равна:

$$\sigma_{p_m} = \frac{1}{3} \varepsilon_{p_m} = \frac{1}{3} \cdot (0,4 \text{ или } 0,6) = 0,13 \text{ или } 0,2\% .$$

В случае, если не учитываются погрешности определения геометрических размеров ( $D_0, D_1, D_2, \theta_k, \theta_n, \delta_k, H_n, H_d$  и пр.) и справочной величины  $\pi$ , рассчитанную погрешность  $\sigma_{p_m}$  для статического давления можно рассматривать и как погрешность для определения силы от статического давления масла на разные поверхности упорного диска (см. рисунок 8.15);

8) средние квадратичные погрешности измерения  $D_1 = 70$  мм,  $D_1 = 115$  мм при их измерении штангенциркулем с ценой деления шкалы 0,1 мм составляют

$$\sigma_{D_1} = \frac{1}{3} \frac{0,1}{70} 100 = 0,048\% , \sigma_{D_2} = \frac{1}{3} \frac{0,1}{115} 100 = 0,029\% ;$$

9) средняя квадратичная погрешность измерения угловой протяженности подушки  $\theta = 38^\circ 48'$  ( $38,8^\circ$ ) при их измерении угломером с ценой деления шкалы  $1'$  составляет

$$\sigma_\theta = \frac{1}{3} \frac{1'}{60} \frac{1}{38,8^\circ} 100 = 0,014\% ;$$

10) средняя квадратичная погрешность измерения ширины скоса  $\eta_k = 20$  мм при измерении штангенциркулем с ценой деления шкалы 0,1 мм составляет

$$\sigma_{\eta_k} = \frac{1}{3} \frac{0,1}{20} 100 = 0,167\% ;$$

11) средние квадратичные погрешности измерения глубины скосов подушек на входном сечении с обеих сторон  $\delta_{ск}^p = 0,055$  мм и  $\delta_{ск}^{np} = 0,05375$  мм при их измерении часовым индикатором с ценой деления шкалы 0,001 мм составляют

$$\sigma_{\delta_{ск}^p} = \frac{1}{3} \frac{0,001}{0,055} 100 = 0,606\% \text{ и } \sigma_{\delta_{ск}^{np}} = \frac{1}{3} \frac{0,001}{0,05375} 100 = 0,62\% .$$

*Косвенное измерение.*

Измерение потерь мощности на трение двустороннего упорного подшипника. Суммарные потери мощности определялись косвенно (см. уравнение 8.5). Ис-



ходя из этого, относительная погрешность определения потерь мощности складывается из погрешности определения расхода счетчиком Пульсар и температур ТС Pt100 в трубопроводах подачи и слива масла. Погрешность однократного измерения по формуле (8.1):

$$\varepsilon_N = \sqrt{\varepsilon_Q^2 + \varepsilon_{t_m}^2} = \sqrt{1,33^2 + 0,37^2} = 1,38 \%$$

### 8.3.6 Сравнение результатов физических и численных экспериментов

Результаты экспериментальных исследований при разных частотах вращения  $n$  быстроходного ротора центробежного компрессора, зафиксированные в протоколах экспериментов, представлены в таблицах 8.6-8.11.

Таблица 8.6 – Протокол эксперимента от 06.05.2025 г.,  $p_d = 749$  мм рт. ст.

| № п.п. | Измерение                                     | Размерность         | Порядковый номер измерения |           |             |
|--------|-----------------------------------------------|---------------------|----------------------------|-----------|-------------|
|        |                                               |                     | 1                          | 2         | 3           |
| 1      | Время                                         | ч:сек               | 14:35                      | 15:18     | 16:21       |
| 2      | Частота вращения быстроходного ротора         | мин <sup>-1</sup>   | 10031                      | 10032     | 10028       |
| 3      | Расход масла на КМ                            | л/мин               | 45                         | 26,3      | 31          |
| 4      | Расход масла на УПС                           | л/мин               | 36,5                       | 17,7      | 22,5        |
| 5      | Температура масла в напорном коллекторе       | °С                  | 39,9±0,5                   | 39,61±0,5 | 40,01 ± 0,5 |
| 6      | Давление подачи масла в корпус УПС, изб.      | кГс/см <sup>2</sup> | 1,0                        | 1,0       | 1,0         |
| 7      | Давление нагнетания КМ, изб.                  | МПа                 | 0,008                      | 0,008     | 0,008       |
| 8      | Перепад на диафрагме                          | кПа                 | 4                          | 4,1       | 4,1         |
| 9      | Осевое перемещение быстроходного ротора       | мкм                 | 205                        | 229       | 147         |
| 10     | Температура поверхности подушки (сторона КМ): | °С                  |                            |           |             |
|        | 1                                             |                     | 48,05                      | 53,08     | 50,4        |
|        | 2 МПК                                         |                     | 47,84                      | 53,5      | 50,3        |
|        | 3                                             |                     | 47,74                      | 53,4      | 50,3        |
|        | 4                                             |                     | 47,94                      | 53,6      | 50,4        |
|        | 5                                             |                     | 48,03                      | 53,81     | 50,4        |
|        | 6                                             |                     | 47,99                      | 53,82     | 50,43       |
| 11     | Температура поверхности подушки (сторона ЭД): | °С                  |                            |           |             |
|        | 1 МПК                                         |                     | 47,09                      | 52,8      | 50,43       |
|        | 2                                             |                     | 47,03                      | 52,5      | 50,3        |
|        | 3                                             |                     | 47,35                      | 52,9      | 50,7        |
|        | 4                                             |                     | 47,97                      | 53,3      | 51,6        |
|        | 5                                             |                     | 47,79                      | 53,1      | 51,2        |
|        | 6                                             |                     | 47,64                      | 53        | 51,1        |

Продолжение таблицы 8.6

|    |                                                                |                     |        |        |       |
|----|----------------------------------------------------------------|---------------------|--------|--------|-------|
| 12 | Давление масла смазочного слоя (сторона КМ), изб.:             | бар                 |        |        |       |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,59   | 0,58   | 0,71  |
|    | Д2                                                             |                     | 0,86   | 0,91   | 0,75  |
|    | Д3                                                             |                     | 1,55   | 1,88   | 1,13  |
|    | Д4                                                             |                     | 0,56   | 0,64   | 0,67  |
| 13 | Давление масла смазочного слоя (сторона ЭД), изб.:             | бар                 |        |        |       |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,88   | 0,82   | 1,27  |
|    | Д2                                                             |                     | 0,67   | 0,63   | 0,84  |
|    | Д3                                                             |                     | 0,98   | 0,9    | 1,22  |
|    | Д4                                                             |                     | 0,4    | 0,61   | 0,49  |
| 14 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона КМ), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,538  | 0,575  | 0,725 |
| 15 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона ЭД), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,363  | 0,588  | 0,363 |
| 16 | Температура слива масла из полостей корпуса УПС                | °С                  | 47,211 | 52,264 | 50,94 |
| 17 | Расход слива масла (сторона КМ)                                | л/мин               | 17     | 18     | min   |
| 18 | Расход слива масла (сторона ЭД)                                | л/мин               | 21     | min    | 23    |

Таблица 8.7 – Протокол эксперимента от 14.05.2025 г.,  $p_a = 746$  мм рт. ст.

| № п.п. | Измерение                                     | Размерность         | Порядковый номер измерения |            |            |
|--------|-----------------------------------------------|---------------------|----------------------------|------------|------------|
|        |                                               |                     | 1                          | 2          | 3          |
| 1      | Время                                         | ч:сек               | 14:05                      | 15:52      | 15:32      |
| 2      | Частота вращения быстроходного ротора         | мин <sup>-1</sup>   | 10033                      | 10031      | 10030      |
| 3      | Расход масла на КМ                            | л/мин               | 46                         | 26,3       | 30,5       |
| 4      | Расход масла на УПС                           | л/мин               | 37                         | 18,5       | 22,5       |
| 5      | Температура масла в напорном коллекторе       | °С                  | 40,06 ±0,5                 | 40,45 ±0,5 | 39,91 ±0,5 |
| 6      | Давление подачи масла в корпус УПС, изб.      | кГс/см <sup>2</sup> | 1,0                        | 1,0        | 1,0        |
| 7      | Давление нагнетания КМ, изб.                  | МПа                 | 0,008                      | 0,008      | 0,008      |
| 8      | Перепад на диафрагме                          | кПа                 | 4,1                        | 4,1        | 4,1        |
| 9      | Осевое перемещение быстроходного ротора       | мкм                 | 208,9                      | 238,6      | 155,1      |
| 10     | Температура поверхности подушки (сторона КМ): | °С                  |                            |            |            |
|        | 1                                             |                     | 48,04                      | 53,78      | 50,93      |
|        | 2 МПК                                         |                     | 47,78                      | 53,6       | 50,78      |
|        | 3                                             |                     | 47,71                      | 53,42      | 50,67      |
|        | 4                                             |                     | 47,79                      | 53,67      | 50,82      |
|        | 5                                             |                     | 47,89                      | 53,77      | 50,83      |
|        | 6                                             |                     | 47,84                      | 53,75      | 50,8       |

Продолжение таблицы 8.7

|    |                                                                |                     |        |        |        |
|----|----------------------------------------------------------------|---------------------|--------|--------|--------|
| 11 | Температура поверхности подушки (сторона ЭД):                  | °С                  |        |        |        |
|    | 1 МПК                                                          |                     | 46,9   | 52,72  | 50,82  |
|    | 2                                                              |                     | 46,79  | 52,54  | 50,7   |
|    | 3                                                              |                     | 47,13  | 52,88  | 51,09  |
|    | 4                                                              |                     | 47,8   | 53,31  | 51,97  |
|    | 5                                                              |                     | 47,48  | 53,07  | 51,69  |
|    | 6                                                              |                     | 47,3   | 53,05  | 51,45  |
| 12 | Давление масла смазочного слоя (сторона КМ), изб.:             | бар                 |        |        |        |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,59   | 0,57   | 0,7    |
|    | Д2                                                             |                     | 0,84   | 0,85   | 0,73   |
|    | Д3                                                             |                     | 1,51   | 1,81   | 1,12   |
|    | Д4                                                             |                     | 0,59   | 0,66   | 0,69   |
| 13 | Давление масла смазочного слоя (сторона ЭД), изб.:             | бар                 |        |        |        |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,92   | 0,8    | 1,26   |
|    | Д2                                                             |                     | 0,68   | 0,62   | 0,84   |
|    | Д3                                                             |                     | 0,96   | 0,85   | 1,16   |
|    | Д4                                                             |                     | 0,41   | 0,6    | 0,49   |
| 14 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона КМ), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,5375 | 0,5625 | 0,725  |
| 15 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона ЭД), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,3625 | 0,575  | 0,375  |
| 16 | Температура слива масла из полостей корпуса УПС                | °С                  | 46,971 | 50,879 | 52,448 |
| 17 | Расход слива масла (сторона КМ)                                | л/мин               | 17     | 19     | min    |
| 18 | Расход слива масла (сторона ЭД)                                | л/мин               | 22     | min    | 23     |

Таблица 8.8 – Протокол эксперимента от 20.05.2025 г.,  $p_a = 739$  мм рт. ст.

| № п.п. | Измерение                                | Размерность         | Порядковый номер измерения |            |            |
|--------|------------------------------------------|---------------------|----------------------------|------------|------------|
|        |                                          |                     | 1                          | 2          | 3          |
| 1      | Время                                    | ч:сек               | 13:55                      | 14:44      | 14:19      |
| 2      | Частота вращения быстроходного ротора    | мин <sup>-1</sup>   | 12032                      | 12032      | 12034      |
| 3      | Расход масла на КМ                       | л/мин               | 41,5                       | 26,2       | 27,5       |
| 4      | Расход масла на УПС                      | л/мин               | 32,2                       | 17,5       | 18,7       |
| 5      | Температура масла в напорном коллекторе  | °С                  | 39,88 ±0,5                 | 40,25 ±0,5 | 39,96 ±0,5 |
| 6      | Давление подачи масла в корпус УПС, изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 1,0                        | 1,0        | 1,0        |
| 7      | Давление нагнетания КМ, изб.             | МПа                 | 0,01                       | 0,01       | 0,01       |
| 8      | Перепад на диафрагме                     | кПа                 | 5,8                        | 5,8        | 5,8        |
| 9      | Осевое перемещение быстроходного ротора  | мкм                 | 202                        | 238        | 160        |

Продолжение таблицы 8.8

|    |                                                                |                     |        |       |       |
|----|----------------------------------------------------------------|---------------------|--------|-------|-------|
| 10 | Температура поверхности подушки (сторона КМ):                  | °С                  |        |       |       |
|    | 1                                                              |                     | 52,21  | 59,65 | 58,71 |
|    | 2 МПК                                                          |                     | 51,97  | 59,47 | 57,64 |
|    | 3                                                              |                     | 51,79  | 59,45 | 57,57 |
|    | 4                                                              |                     | 52,04  | 59,58 | 57,54 |
|    | 5                                                              |                     | 52,15  | 59,59 | 57,62 |
|    | 6                                                              |                     | 52,06  | 59,59 | 57,55 |
| 11 | Температура поверхности подушки (сторона ЭД):                  | °С                  |        |       |       |
|    | 1 МПК                                                          |                     | 50,81  | 58,56 | 57,52 |
|    | 2                                                              |                     | 50,69  | 58,45 | 57,41 |
|    | 3                                                              |                     | 51,16  | 58,73 | 57,76 |
|    | 4                                                              |                     | 51,77  | 59,34 | 58,64 |
|    | 5                                                              |                     | 51,48  | 59,05 | 58,33 |
|    | 6                                                              |                     | 51,29  | 58,88 | 58,09 |
| 12 | Давление масла смазочного слоя (сторона КМ), изб.:             | бар                 |        |       |       |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,31   | 0,42  | 0,52  |
|    | Д2                                                             |                     | 0,6    | 0,89  | 0,56  |
|    | Д3                                                             |                     | 1,48   | 1,77  | 1,01  |
|    | Д4                                                             |                     | 0,43   | 0,51  | 0,54  |
| 13 | Давление масла смазочного слоя (сторона ЭД), изб.:             | бар                 |        |       |       |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,80   | 0,80  | 1,08  |
|    | Д2                                                             |                     | 0,49   | 0,46  | 0,63  |
|    | Д3                                                             |                     | 0,76   | 0,72  | 0,89  |
|    | Д4                                                             |                     | 0,48   | 0,74  | 0,61  |
| 14 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона КМ), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,438  | 0,488 | 0,625 |
| 15 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона ЭД), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,238  | 0,438 | 0,25  |
| 16 | Температура слива масла из полостей корпуса УПС                | °С                  | 51,479 | 58,84 | 57,82 |
| 17 | Расход слива масла (сторона КМ)                                | л/мин               | 16     | 17    | min   |
| 18 | Расход слива масла (сторона ЭД)                                | л/мин               | 18     | min   | 20    |

Таблица 8.9 – Протокол эксперимента от 03.06.2025 г.,  $p_a = 748$  мм рт. ст.

| № п.п. | Измерение                             | Размерность       | Порядковый номер измерения |       |       |
|--------|---------------------------------------|-------------------|----------------------------|-------|-------|
|        |                                       |                   | 1                          | 2     | 3     |
| 1      | Время                                 | ч:сек             | 14:03                      | 15:53 | 14:52 |
| 2      | Частота вращения быстроходного ротора | мин <sup>-1</sup> | 12033                      | 11985 | 12033 |
| 3      | Расход масла на КМ                    | л/мин             | 41,7                       | 26,3  | 27    |
| 4      | Расход масла на УПС                   | л/мин             | 33                         | 17,5  | 19    |

Продолжение таблицы 8.9

|    |                                                                |                     |            |            |            |
|----|----------------------------------------------------------------|---------------------|------------|------------|------------|
| 5  | Температура масла в напорном коллекторе                        | °С                  | 40,36 ±0,5 | 40,16 ±0,5 | 40,51 ±0,5 |
| 6  | Давление подачи масла в корпус УПС, изб.                       | кГс/см <sup>2</sup> | 1,0        | 1,0        | 1,0        |
| 7  | Давление нагнетания КМ, изб.                                   | МПа                 | 0,01       | 0,01       | 0,01       |
| 8  | Перепад на диафрагме                                           | кПа                 | 5,8        | 5,8        | 5,8        |
| 9  | Осевое перемещение быстроходного ротора                        | мкм                 | 201        | 247        | 154        |
| 10 | Температура поверхности подушки (сторона КМ):                  | °С                  |            |            |            |
|    | 1                                                              |                     | 52,42      | 59,33      | 57,33      |
|    | 2 МПК                                                          |                     | 52,13      | 59,15      | 57,30      |
|    | 3                                                              |                     | 52,11      | 59,18      | 57,27      |
|    | 4                                                              |                     | 52,25      | 59,23      | 57,23      |
|    | 5                                                              |                     | 52,33      | 59,34      | 57,29      |
|    | 6                                                              |                     | 52,27      | 59,27      | 57,22      |
| 11 | Температура поверхности подушки (сторона ЭД):                  | °С                  |            |            |            |
|    | 1 МПК                                                          |                     | 51,13      | 58,37      | 57,13      |
|    | 2                                                              |                     | 51,09      | 58,2       | 57,04      |
|    | 3                                                              |                     | 51,40      | 58,44      | 57,43      |
|    | 4                                                              |                     | 52,12      | 59,01      | 58,13      |
|    | 5                                                              |                     | 51,86      | 58,67      | 57,87      |
|    | 6                                                              |                     | 51,60      | 58,59      | 57,60      |
| 12 | Давление масла смазочного слоя (сторона КМ), изб.:             | бар                 |            |            |            |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,09       | 0,25       | 0,2        |
|    | Д2                                                             |                     | 0,35       | 0,65       | 0,19       |
|    | Д3                                                             |                     | 1,5        | 1,76       | 0,95       |
|    | Д4                                                             |                     | 0,28       | 0,45       | 0,42       |
| 13 | Давление масла смазочного слоя (сторона ЭД), изб.:             | бар                 |            |            |            |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,66       | 0,75       | 0,96       |
|    | Д2                                                             |                     | 0,3        | 0,38       | 0,46       |
|    | Д3                                                             |                     | 0,53       | 0,64       | 0,74       |
|    | Д4                                                             |                     | 0,29       | 0,73       | 0,46       |
| 14 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона КМ), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,4375     | 0,5        | 0,6375     |
| 15 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона ЭД), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,2375     | 0,4375     | 0,275      |
| 16 | Температура слива масла из полостей корпуса УПС                | °С                  | 51,26      | 58,28      | 57,17      |
| 17 | Расход слива масла (сторона КМ)                                | л/мин               | 16         | 17         | min        |
| 18 | Расход слива масла (сторона ЭД)                                | л/мин               | 19         | min        | 20         |

Таблица 8.10 – Протокол эксперимента от 11.06.2025 г.,  $p_a = 751,5$  мм рт. ст.

| №<br>п.п. | Измерение                                                      | Размер-<br>ность    | Порядковый номер измерения |            |            |
|-----------|----------------------------------------------------------------|---------------------|----------------------------|------------|------------|
|           |                                                                |                     | 1                          | 2          | 3          |
| 1         | Время                                                          | ч:сек               | 14:15                      | 15:40      | 15:21      |
| 2         | Частота вращения быстроходного ротора                          | мин <sup>-1</sup>   | 13992                      | 13992      | 13992      |
| 3         | Расход масла на КМ                                             | л/мин               | 35,5                       | 33,5       | 35,5       |
| 4         | Расход масла на УПС                                            | л/мин               | 26,5                       | 23         | 25         |
| 5         | Температура масла в напорном коллекторе                        | °C                  | 40,04 ±0,5                 | 39,88 ±0,5 | 39,59 ±0,5 |
| 6         | Давление подачи масла в корпус УПС, изб.                       | кГс/см <sup>2</sup> | 1,0                        | 1,5        | 1,47       |
| 7         | Давление нагнетания КМ, изб.                                   | МПа                 | 0,0175                     | 0,18       | 0,18       |
| 8         | Перепад на диафрагме                                           | кПа                 | 7,97                       | 7,84       | 7,76       |
| 9         | Осевое перемещение быстроходного ротора                        | мкм                 | 216,3                      | 256        | 163,3      |
| 10        | Температура поверхности подушки (сторона КМ):                  | °C                  |                            |            |            |
|           | 1                                                              |                     | 59,04                      | 61,99      | 59,18      |
|           | 2 МПК                                                          |                     | 58,88                      | 61,69      | 58,98      |
|           | 3                                                              |                     | 58,95                      | 61,75      | 59,03      |
|           | 4                                                              |                     | 58,97                      | 61,83      | 59,04      |
|           | 5                                                              |                     | 59,04                      | 61,87      | 58,98      |
|           | 6                                                              |                     | 58,95                      | 61,81      | 58,95      |
| 11        | Температура поверхности подушки (сторона ЭД):                  | °C                  |                            |            |            |
|           | 1 МПК                                                          |                     | 57,98                      | 60,67      | 58,88      |
|           | 2                                                              |                     | 57,94                      | 60,65      | 58,79      |
|           | 3                                                              |                     | 58,28                      | 60,94      | 59,29      |
|           | 4                                                              |                     | 58,75                      | 61,34      | 60,09      |
|           | 5                                                              |                     | 58,64                      | 61,25      | 59,66      |
|           | 6                                                              |                     | 58,27                      | 61,02      | 59,39      |
| 12        | Давление масла смазочного слоя (сторона КМ), изб.:             | бар                 |                            |            |            |
|           | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,09                       | 0,37       | 0,62       |
|           | Д2                                                             |                     | 0,45                       | 0,94       | 0,63       |
|           | Д3                                                             |                     | 1,47                       | 2,49       | 1,33       |
|           | Д4                                                             |                     | 0,25                       | 0,82       | 0,82       |
| 13        | Давление масла смазочного слоя (сторона ЭД), изб.:             | бар                 |                            |            |            |
|           | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,67                       | 1,15       | 1,39       |
|           | Д2                                                             |                     | 0,13                       | 0,58       | 0,79       |
|           | Д3                                                             |                     | 0,59                       | 0,89       | 1,04       |
|           | Д4                                                             |                     | 0,42                       | 1,10       | 0,84       |
| 14        | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона КМ), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,35                       | 0,7875     | 0,9375     |
| 15        | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона ЭД), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,1125                     | 0,7        | 0,475      |

Продолжение таблицы 8.10

|    |                                                 |       |       |       |       |
|----|-------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| 16 | Температура слива масла из полостей корпуса УПС | °С    | 58,39 | 61,22 | 59,11 |
| 17 | Расход слива масла (сторона КМ)                 | л/мин | 14    | 23    | min   |
| 18 | Расход слива масла (сторона ЭД)                 | л/мин | 13    | min   | 25    |

Таблица 8.11 – Протокол эксперимента от 01.07.2025 г.,  $p_a = 740$  мм рт. ст.

| № п.п. | Измерение                                          | Размерность         | Порядковый номер измерения |            |            |
|--------|----------------------------------------------------|---------------------|----------------------------|------------|------------|
|        |                                                    |                     | 1                          | 2          | 3          |
| 1      | Время                                              | ч:сек               | 16:55                      | 15:23      | 14:57      |
| 2      | Частота вращения быстроходного ротора              | мин <sup>-1</sup>   | 13976                      | 13976      | 13988      |
| 3      | Расход масла на КМ                                 | л/мин               | 35                         | 32,5       | 36,5       |
| 4      | Расход масла на УПС                                | л/мин               | 26                         | 22         | 26         |
| 5      | Температура масла в напорном коллекторе            | °С                  | 40,42 ±0,5                 | 40,22 ±0,5 | 40,47 ±0,5 |
| 6      | Давление подачи масла в корпус УПС, изб.           | кГс/см <sup>2</sup> | 1,0                        | 1,5        | 1,53       |
| 7      | Давление нагнетания КМ, изб.                       | МПа                 | 0,01765                    | 0,01765    | 0,01765    |
| 8      | Перепад на диафрагме                               | кПа                 | 18,63                      | 18,63      | 17,65      |
| 9      | Осевое перемещение быстроходного ротора            | мкм                 | 220                        | 260        | 178,3      |
| 10     | Температура поверхности подушки (сторона КМ):      | °С                  |                            |            |            |
|        | 1                                                  |                     | 59,54                      | 63,78      | 59,34      |
|        | 2 МПК                                              |                     | 59,34                      | 63,44      | 59,28      |
|        | 3                                                  |                     | 59,36                      | 63,46      | 59,30      |
|        | 4                                                  |                     | 59,32                      | 63,56      | 59,20      |
|        | 5                                                  |                     | 59,42                      | 63,56      | 59,17      |
|        | 6                                                  |                     | 59,39                      | 63,56      | 59,14      |
| 11     | Температура поверхности подушки (сторона ЭД):      | °С                  |                            |            |            |
|        | 1 МПК                                              |                     | 58,43                      | 62,61      | 59,15      |
|        | 2                                                  |                     | 58,32                      | 62,72      | 58,99      |
|        | 3                                                  |                     | 58,73                      | 62,99      | 59,56      |
|        | 4                                                  |                     | 59,2                       | 63,25      | 60,39      |
|        | 5                                                  |                     | 58,86                      | 63,22      | 59,96      |
|        | 6                                                  |                     | 58,69                      | 62,81      | 59,66      |
| 12     | Давление масла смазочного слоя (сторона КМ), изб.: | бар                 |                            |            |            |
|        | Д1 отдельная подушка                               |                     | 0,02                       | 0,34       | 0,65       |
|        | Д2                                                 |                     | 0,42                       | 0,97       | 0,72       |
|        | Д3                                                 |                     | 1,45                       | 2,52       | 1,35       |
|        | Д4                                                 |                     | 0,26                       | 0,74       | 0,86       |

Продолжение таблицы 8.11

|    |                                                                |                     |       |        |        |
|----|----------------------------------------------------------------|---------------------|-------|--------|--------|
| 13 | Давление масла смазочного слоя (сторона ЭД), изб.:             | бар                 |       |        |        |
|    | Д1 отдельная подушка                                           |                     | 0,63  | 1,24   | 1,51   |
|    | Д2                                                             |                     | 0,07  | 0,64   | 0,87   |
|    | Д3                                                             |                     | 0,44  | 1,00   | 1,05   |
|    | Д4                                                             |                     | 0,44  | 1,13   | 0,91   |
| 14 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона КМ), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,35  | 0,7875 | 0,975  |
| 15 | Давление слива масла из полости корпуса УПС (сторона ЭД), изб. | кГс/см <sup>2</sup> | 0,1   | 0,675  | 0,5125 |
| 16 | Температура слива масла из полостей корпуса УПС                | °С                  | 58,94 | 62,65  | 59,24  |
| 17 | Расход слива масла (сторона КМ)                                | л/мин               | 14    | 22     | min    |
| 18 | Расход слива масла (сторона ЭД)                                | л/мин               | 13    | min    | 26     |

По результатам обработки результатов проведенных экспериментов построены экспериментальные характеристики упорного подшипника с неподвижными подушками ЦК при разных частотах вращения рабочего ротора: кривые распределения гидродинамических давлений на поверхности подушки (рисунки 8.16-8.18) и температур вблизи рабочей поверхности подушки в окружном направлении на среднем диаметре подпятника (рисунки 8.19-8.21), таблица потерь мощности на трение двустороннего упорного подшипника в корпусе УПС (таблица 8.12), а также кривые подвижного равновесия экспериментального подшипника при разных частотах (рисунок 8.23).

Результаты численных расчетов упорного подшипника при указанных в протоколах экспериментальных условиях получены с помощью программы «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» [275]. Приняты следующие допущения: из-за двусторонней конструкции УПС за толщину упорного диска была принята половина его величины  $H_d = 12,5$  мм, при этом коэффициент теплоотдачи с тыльной стороны диска  $\alpha_{T\partial 0} = 0$ . Коэффициенты теплопроводности материалов упорного диска и подушки были приняты как для углеродистой стали  $\lambda_d = \lambda_n = 50$  Вт/(м·град).

На рисунках 8.16-8.18 представлены расчетные и экспериментальные кривые



распределения давлений на поверхности подушки в окружном направлении на среднем диаметре подпятника с рабочей (сторона КМ) и нерабочей (сторона ЭД) сторон при разных частотах вращения быстроходного ротора. Расчетные кривые вычислены с помощью программы Sm2px3Tхт с учетом граничных давлений подушки по внешнему и внутреннему диаметрам по показаниям манометров PG-1, PG-3 (см. рисунок 8.6). Цифрами 1-3 обозначен порядковый номер точки сравнения давлений по направлению вращения диска. Как и предполагалось, имеется ярко выраженный пик максимального давления  $p_{\max}$ , который находится внутри рабочей области подушки вблизи точки 2. При этом наблюдается некоторый рост давления вблизи выходной кромки подушки при  $\varphi = \theta_n$ . Со стороны ЭД при всех трех частотах наибольшее отклонение значений от расчетных наблюдается на входе в подушку в точке 1 и на выходе из подушки в точке 3: 13,07 % и 12,07 %; 6,98 % и 4,25 %; 12,56 % и 6,78 %. Скорее всего, это может быть связано с выбором давления на границе подушки в МПК для уравнения Рейнольдса, которое не является явным и не замеряется при эксперименте. В настоящей ПТУГД модели это граничное давление линейно интерполируется между давлением на внешнем  $p_{R2}$  и внутреннем  $p_{R2}$  диаметрах (см. условия 3.29, 3.30, Том 1). Со стороны КМ в большинстве случаев наибольшее отклонение наблюдается в области максимального давления в точке 2: это 14,52 %, 8,42 % и 7,97 %. Это связано с влиянием перекоса плоскости подушек при установке внутреннего подпятника в корпусе УПС: величина перекоса достигала на внешнем диаметре 0,04 мм. Это привело к неравномерному нагружению подушек подшипника по окружности и разности показаний сенсоров Д1 и Д3 (см. рисунок 8.11). Со стороны ЭД перекош подпятника выведен в 0,01 мм. В программе Sm2px3Tхт в примененной формуле высоты зазора перекосы подпятников и биение упорного диска не учитываются. При увеличении частоты вращения можно отметить некоторое понижение кривой давления  $p$ , что может быть продиктовано как повышением выделения теплоты за счет диссипации энергии смазки как определяющего фактора [172], так и влиянием фактического граничного давления подушки. Несущая способность также уменьшается, например, при

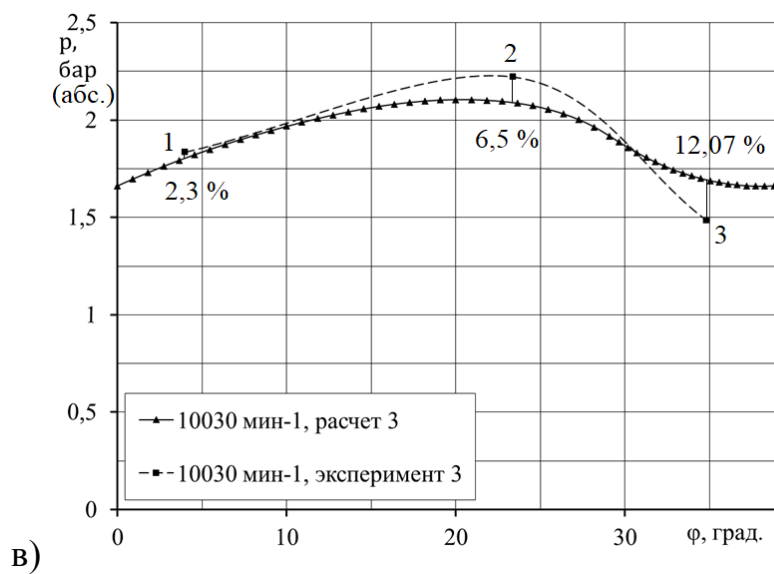
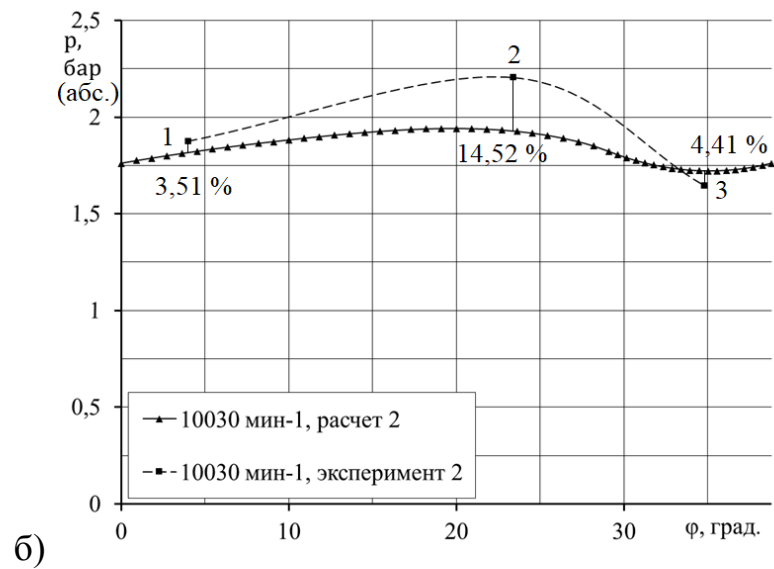
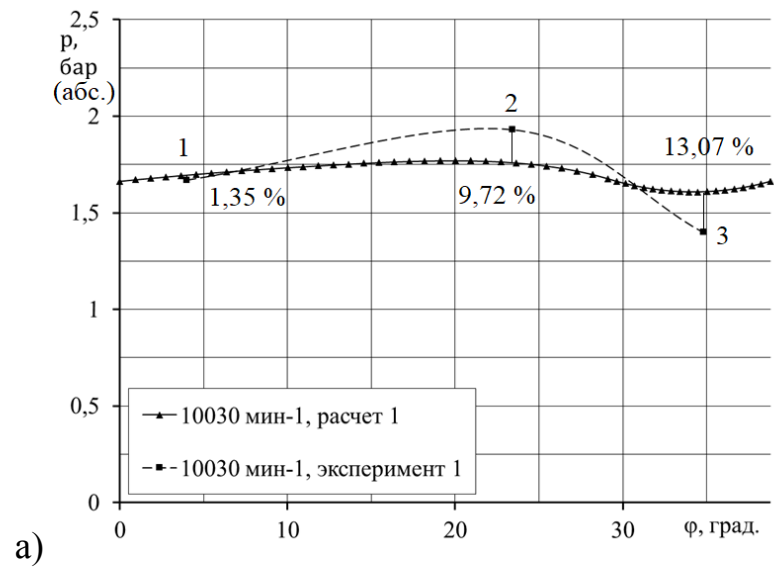


Рисунок 8.16 – Расчетное и экспериментальное распределение давлений при частоте  $n=10030 \text{ мин}^{-1}$ , рабочий зазор  $h_2=206,95 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (а),  $186,2 \text{ мкм}$ , сторона КМ (б) и  $151,05 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (в) [334, 340]

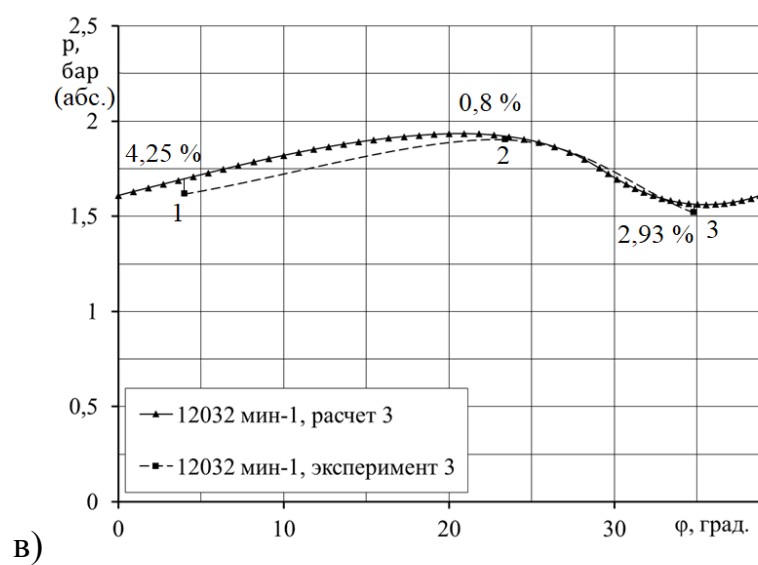
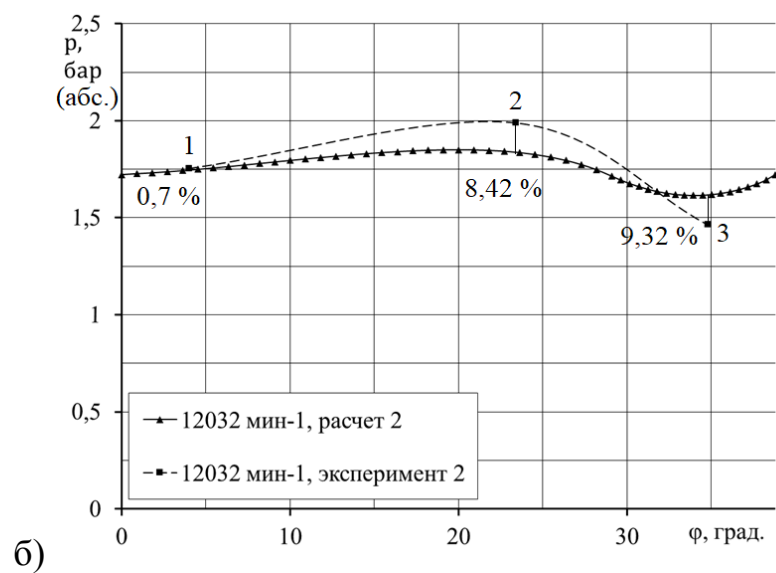
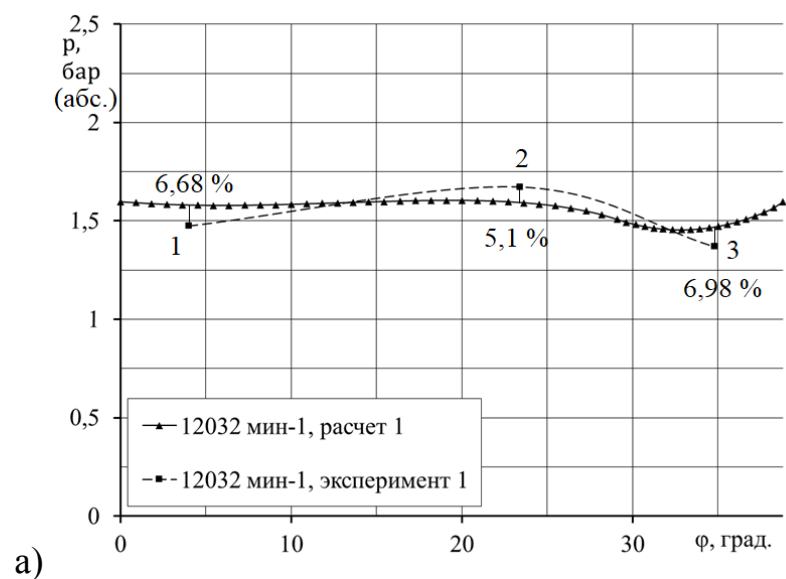


Рисунок 8.17 – Расчетное и экспериментальное распределение давлений при частоте  $n=12032 \text{ мин}^{-1}$ , рабочий зазор  $h_2=201,5 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (а),  $177,5 \text{ мкм}$ , сторона КМ (б) и  $157 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (в) [334]

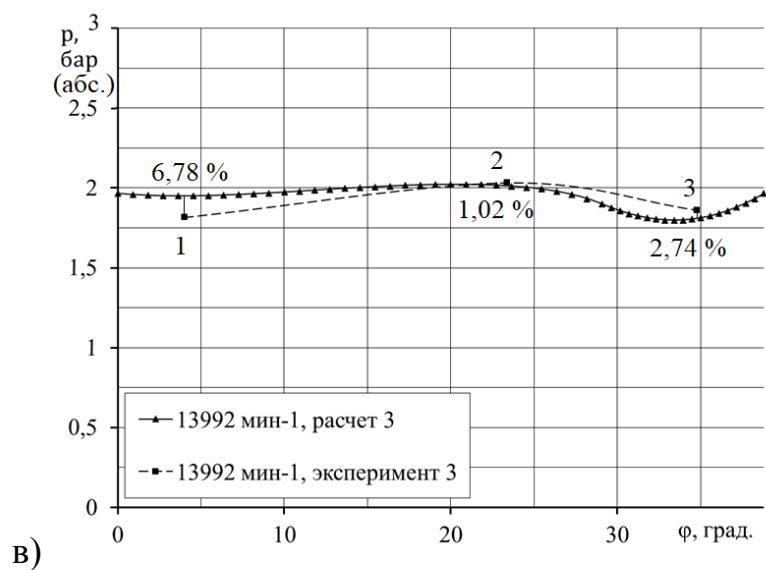
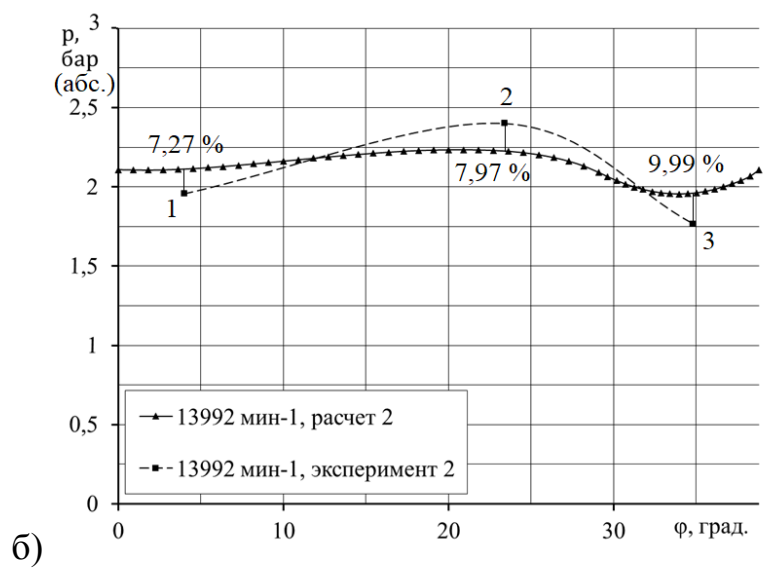
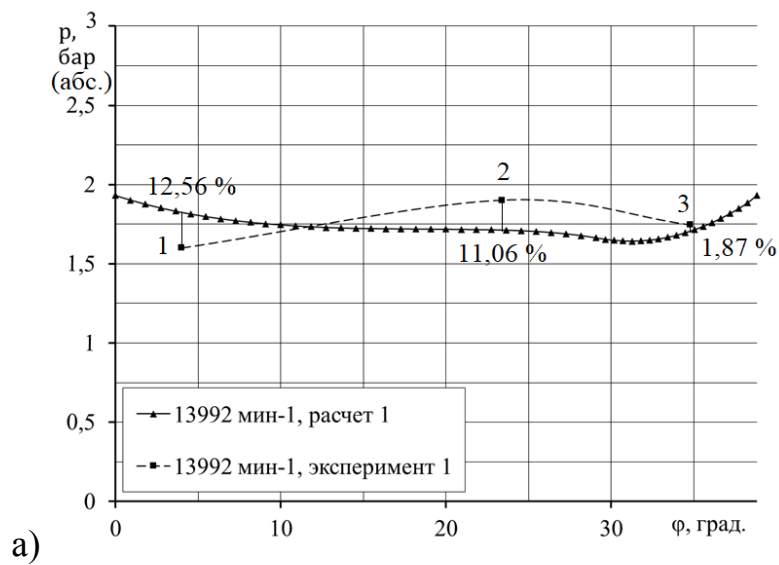


Рисунок 8.18 – Расчетное и экспериментальное распределение давлений при частоте  $n=13992 \text{ мин}^{-1}$ , рабочий зазор  $h_2=217,5 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (а),  $162 \text{ мкм}$ , сторона КМ (б) и  $170,8 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (в)

с  $P=1049,42$  Н при частоте  $10030 \text{ мин}^{-1}$  до  $P=986,261$  Н частоте  $12032 \text{ мин}^{-1}$  (при нагружении стороны ЭД, измерение 3).

При проведении экспериментов наблюдалось постоянство температуры смазки внутри корпуса при установившемся режиме работы компрессора: постоянная кривая экспериментальных данных на рисунках 8.19-8.21. Это может быть объяснено несколькими причинами:

1) большой величиной рабочего зазора между упорным диском и подушками:  $h_2 > 150 \text{ мкм}$ ;

2) относительно большой глубиной МПК: толщина подушки  $H_n=5 \text{ мм}$ . При этом на внешнем диаметре МПК отсутствует перегородка с расчетным проходным сечением, ограничивающая расход смазки, как, например, при классическом потоке смазки от центра к периферии [18];

3) действием насосного эффекта от вращения упорного диска, когда смазка рабочей поверхностью диска нагнетается обратно от центра к периферии [22].

Совокупность этих факторов приводит к разделению поступающего потока смазки в МПК на части:  $Q_{\text{под}} = Q_{\text{вх}} + Q_{\text{рец}} + Q_{\text{рез}}$  (рисунок 8.22). Часть смазки  $Q_{\text{вх}}$  из внешней области 1 поступает на вход в подушку (рабочий расход). При этом значительная часть смазки  $Q_{\text{рец}}$  при перемещении от периферии к центру в области МПК возвращается во внешнюю область 1, т. е. рециркулирует в корпусе УПС. Только часть потока смазки  $Q_{\text{рез}}$  преодолевает область МПК, поступает во внутренние области 2, 3 и сливается далее в раму-маслобак компрессорного агрегата. Рециркуляция смазки приводит к омыванию маслом разных по температуре и нагреву участков корпуса упорного подшипника, в том числе существует переток смазки между рабочей и нерабочей сторонами. Это подтверждается также экспериментально: 1) отсутствует нагрев любой из сторон при практически полном поочередном перекрытии потока шаровым краном 11 или 12 (см. рисунок 8.6); 2) значения давлений сенсоров ДЗ и Д4 одного подпятника менялись местами при смене нагружения сторон КМ или ЭД. Последнее указывает на увеличение рециркулирующего потока  $Q_{\text{рец}}$  в МПК при увеличении зазора  $h_2$ . Таким образом,

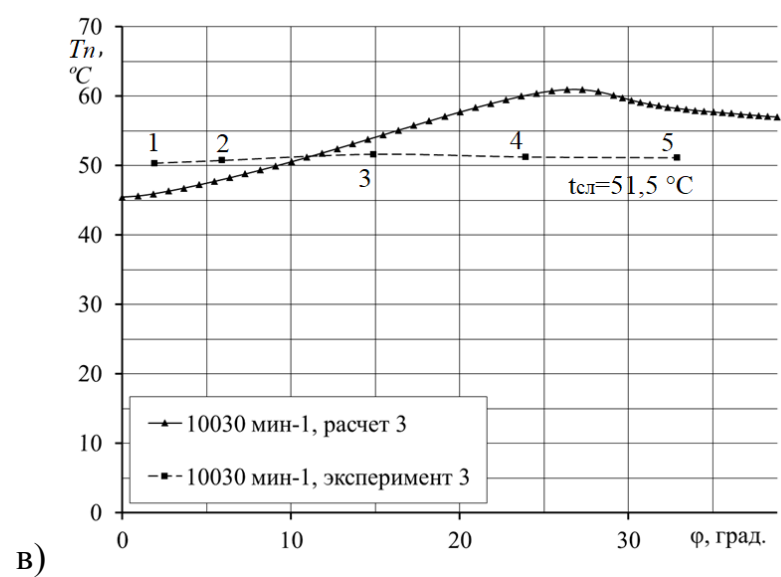
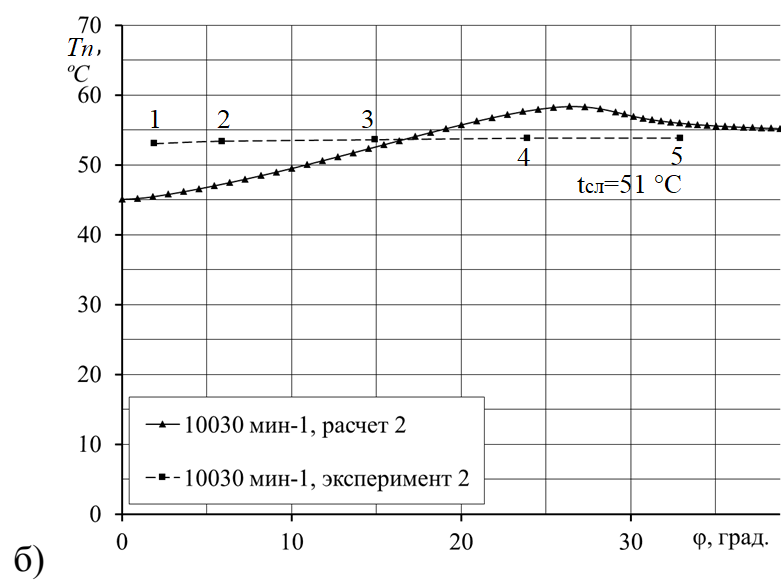
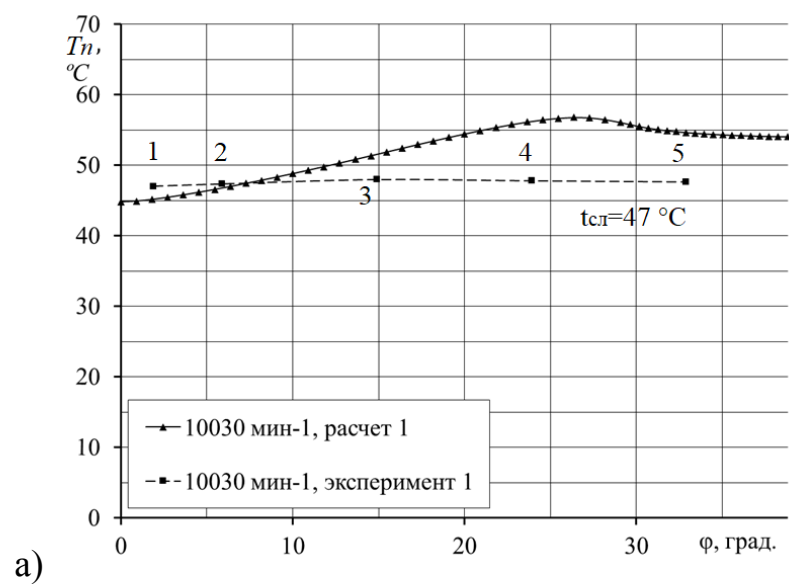


Рисунок 8.19 – Расчетное и экспериментальное распределение температур при частоте  $n = 10030 \text{ мин}^{-1}$ , рабочий зазор  $h_2 = 206,95 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (а),  $186,2 \text{ мкм}$ , сторона КМ (б) и  $151,05 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (в) [334]

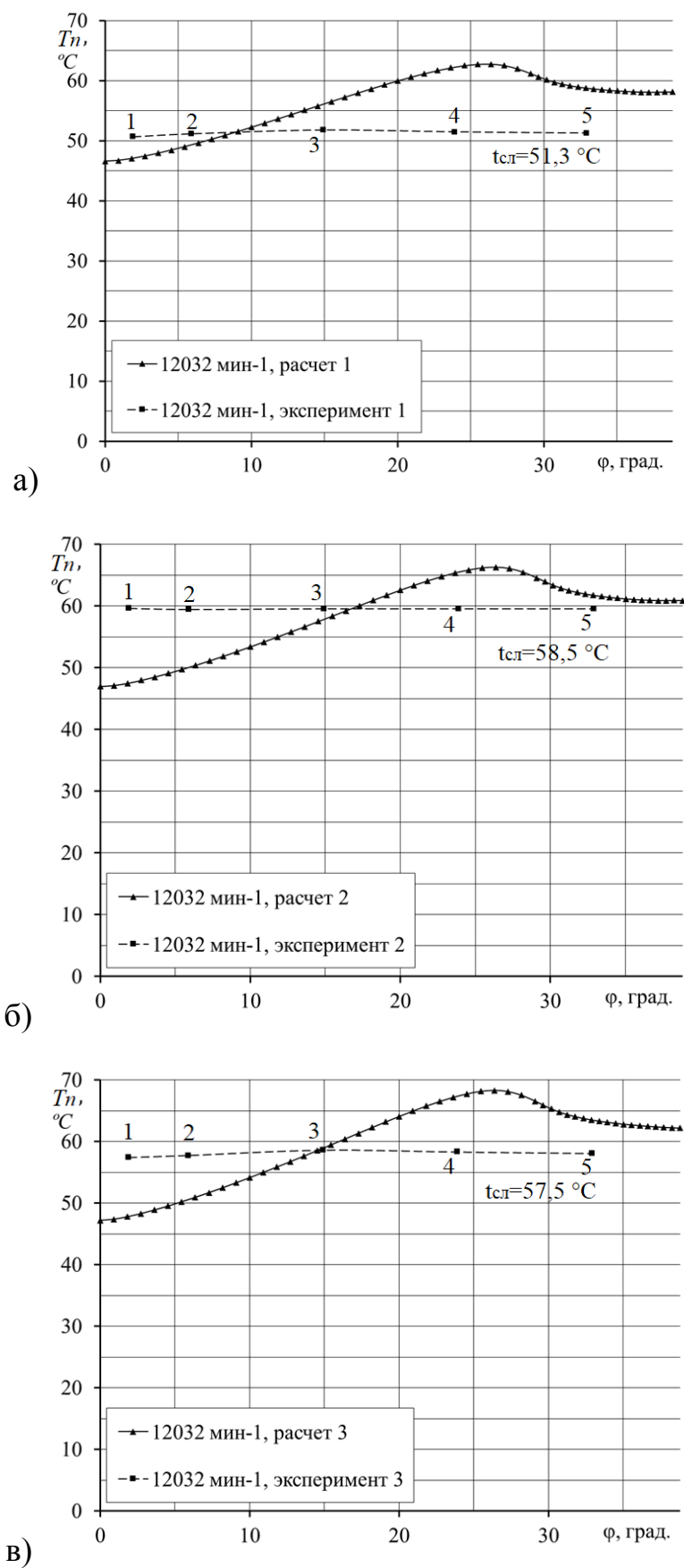


Рисунок 8.20 – Расчетное и экспериментальное распределение температур при частоте  $n=12032 \text{ мин}^{-1}$ , рабочий зазор  $h_2=201,5 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (а),  $177,5 \text{ мкм}$ , сторона КМ (б) и  $157 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (в) [334]

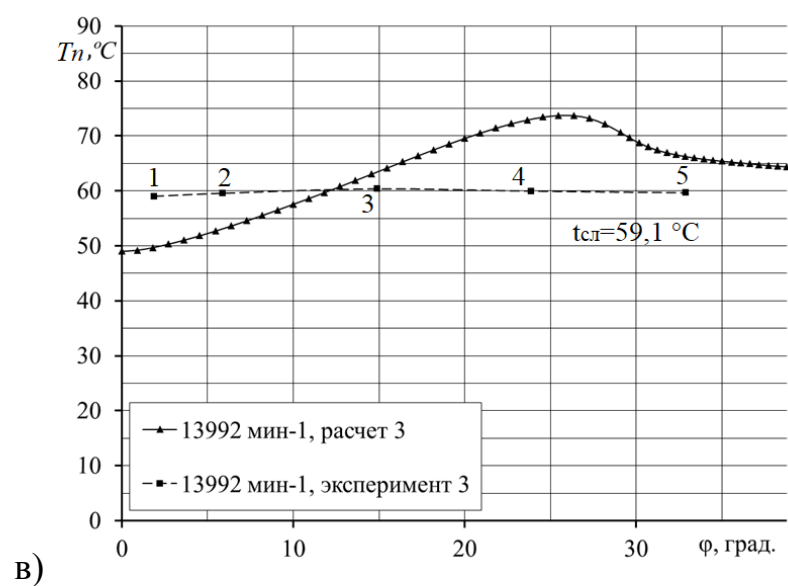
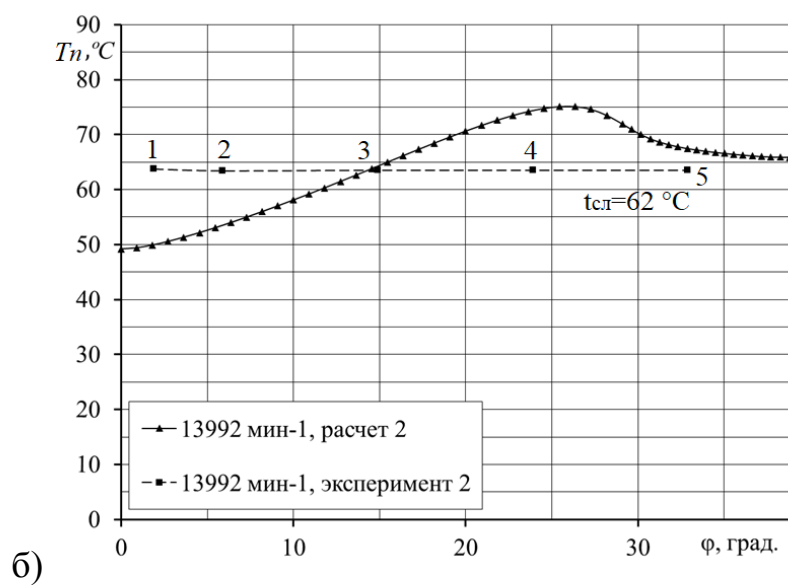
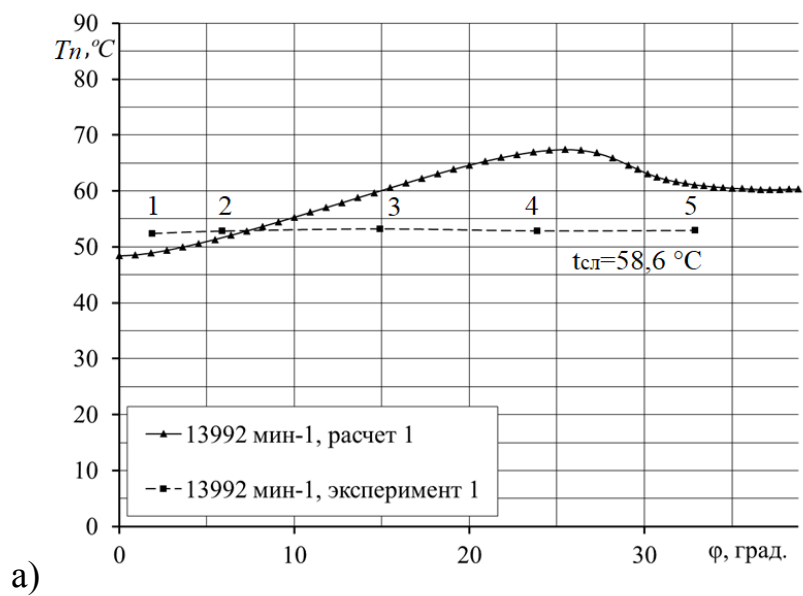


Рисунок 8.21 – Расчетное и экспериментальное распределение температур при частоте  $n=13992 \text{ мин}^{-1}$ , рабочий зазор  $h_2=217,5 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (а),  $162 \text{ мкм}$ , сторона КМ (б) и  $170,8 \text{ мкм}$ , сторона ЭД (в)



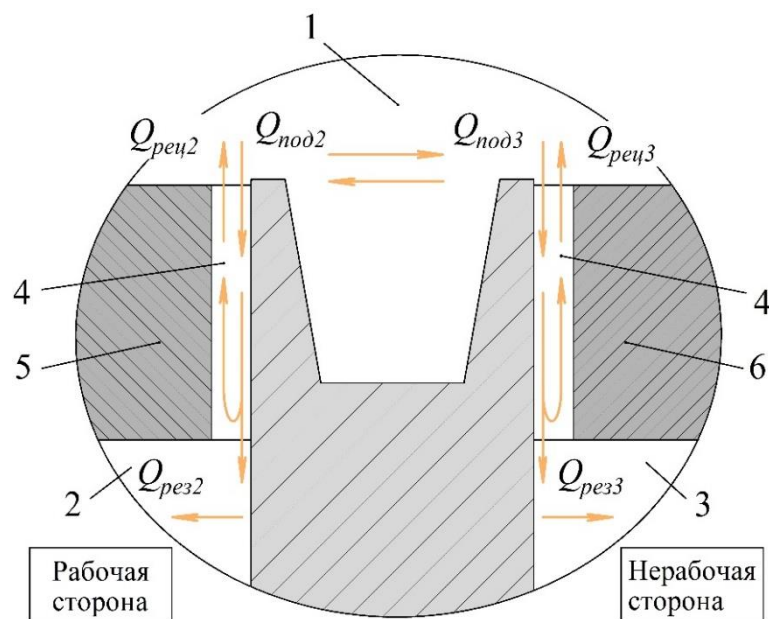


Рисунок 8.22 – Течение смазки в корпусе упорного подшипника: 1 – внешняя область; 2, 3 – внутренние области с рабочей и нерабочей сторон, соответственно; 4 – межподушечные каналы; 5, 6 – подпятники с рабочей и нерабочей сторон, соответственно [334]

рециркуляция приводит к выравниванию общего температурного уровня корпуса УПС: температуры подушки становятся равными примерно температуре слива  $t_{сл}$  (рисунки 8.19-8.21). Эти температуры можно рассматривать как осредненные относительно расчетной кривой температуры по программе Sm2px3Tхт. Учитывая существенную зависимость динамической вязкости масла от температуры  $\mu = f(t)$ , утверждение об осредненности температуры внутри корпуса подтверждается также сходимостью экспериментальных и расчетных гидродинамических давлений при разных частотах вращения (рисунки 8.16-8.18). Режим течения смазки при этом сохраняется ламинарным, поскольку при разных частотах вращения глобальные числа Рейнольдса остаются равными, например,  $Re = (\rho_0 \omega R_{cp} h_2) / \mu_0 = 686, 1250$  и  $1580$  (при нагружении стороны ЭД, измерение 3), где  $\rho_0, \mu_0$  – плотность и вязкость масла Тп-22С при температуре в МПК. При дальнейшем уменьшении зазора  $h_2$  предполагается изменение градиента экспериментальной температуры  $T_n$  по угловой координате из-за увеличения влияния диссипации энергии.

Суммарные расчетные потери на трение двустороннего упорного подшипника скольжения определялись как

$$N_{\Sigma} = N_{\text{гд.р}} + N_{\text{гд.нр}} + N_{\text{д}}, \quad (8.5)$$

где  $N_{\text{гд.р}}, N_{\text{гд.нр}}$  – гидродинамические потери мощности на трение в смазочных слоях подушек и пограничных слоях на поверхности упорного диска на рабочей и нерабочей сторонах подшипника, рассчитанные программой Sm2px3Tхт;  $N_{\text{д}}$  – дисковые потери мощности свободных участков вращающегося ротора о смазку. Последние потери определялись по эмпирической формуле, представленной в работах [18, 53]. Экспериментальные потери мощности упорного подшипника определялись по уравнению теплового баланса (8.5). Данные представлены в таблице 8.12: 1-ое измерение соответствует расходу при полностью открытых кранах 11 или 12 (см. рисунок 8.6); 2-ое и 3-ье – минимальному расходу потока смазки со стороны ЭД или КМ при поочередном прикрытии соответствующим краном. Следовательно, потери при 2-ом и 3-ем измерениях меньше значений 1-ого из-за уменьшенного расхода смазки при прикрытии шаровым краном 11 или 12. Меньшие расчетные значения до 25% потерь мощности в сравнении со значениями физического эксперимента продиктовано дополнительным неучтенным нагревом от вихревого движения смазки на скрытых участках корпуса УПС и возникающих рециркулирующих потоков.

Таблица 8.12 – Потери мощности на трение двустороннего УПС

| № измерения | Частота вращения, мин <sup>-1</sup> |            |           |                  |            |           |                  |            |           |
|-------------|-------------------------------------|------------|-----------|------------------|------------|-----------|------------------|------------|-----------|
|             | 10030                               |            |           | 12032            |            |           | 13992            |            |           |
|             | Физич. эксп., Вт                    | Расчет, Вт | % отклон. | Физич. эксп., Вт | Расчет, Вт | % отклон. | Физич. эксп., Вт | Расчет, Вт | % отклон. |
| 1           | 7915,76                             | 6168,81    | 22,07     | 10881,67         | 8283,13    | 23,88     | 15564,15         | 11621,75   | 25,33     |
| 2           | 6509,23                             | 5530,89    | 15,03     | 8895,91          | 7175,44    | 19,34     | 14322,14         | 11378,94   | 20,55     |
| 3           | 7156,05                             | 5749,17    | 19,66     | 9603,74          | 7576,39    | 21,11     | 14142,95         | 10810,87   | 23,56     |

Кривые подвижного равновесия экспериментального упорного подшипника скольжения со стороны ЭД при трех частотах вращения представлены на рисунке 8.23. Гидродинамическая составляющая осевой силы  $F_{\text{гидр}}$  на упорный диск (см. рисунок 8.15, уравнение 8.4) определена с помощью программы Sm2px3Tхт;

гидростатическая составляющая силы  $F_{\text{вылх}}$  на выходе смазки во внутренней полости корпуса УПС определена на основе данных физического эксперимента. Из-за существенной недогруженности подшипника зависимость между осевой нагрузкой и высотой зазора носит пологий линейный характер при относительно больших значениях зазора  $h_2 > 150$  мкм. Величина этого изменения характеризуется коэффициентом жесткости смазочного слоя  $K = \Delta F / \Delta h$  [202, 205]. Исходя из результатов экспериментов данного подшипника коэффициент равен:  $K = 1,455 \cdot 10^6$  Н/м при частоте 10030 мин<sup>-1</sup>;  $1,86 \cdot 10^6$  Н/м при частоте 12032 мин<sup>-1</sup>;  $1,778 \cdot 10^6$  Н/м при частоте 13992 мин<sup>-1</sup>. Дальнейшее нагружение подшипника приведет к нелинейному изменению кривой, когда она асимптотически будет стремиться к оси ординат [18, 47].

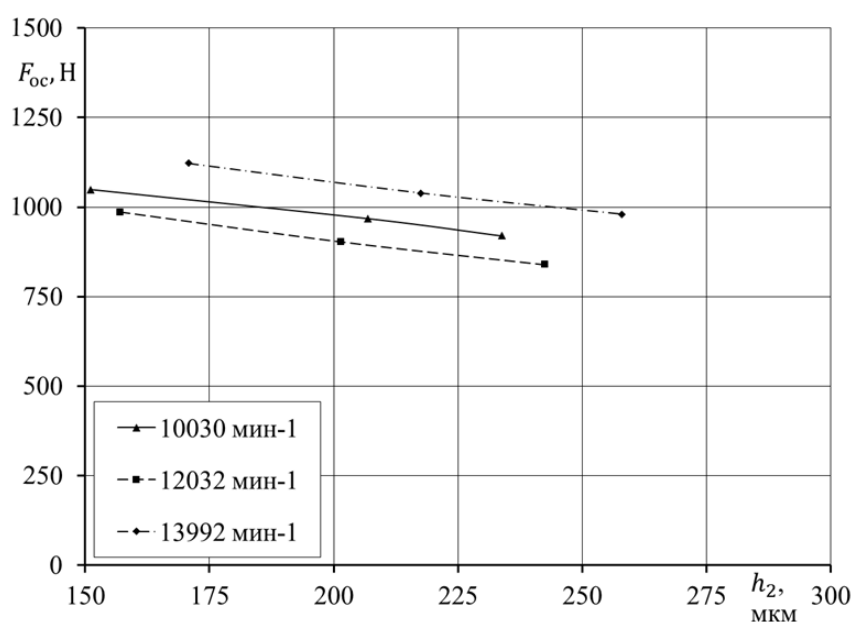


Рисунок 8.23 – Кривые подвижного равновесия двустороннего УПС при разных частотах вращения [334]

Помимо представленных статических режимов работы экспериментального упорного подшипника скольжения представляет интерес описать в рабочем режиме ЦК изменение гидродинамического давления смазочного слоя сенсора Keller серии 2MI PA 110 в зависимости от времени  $\tau$ . Сигнал от сенсора был усилен дифференциальным усилителем в 100 раз, визуализирован и записан цифровым осциллографом АКИП-4140/1 (рисунок 8.24). Данная кривая снята с наиболее нагружен-

ной точки подушки (сенсор ДЗ) подпятника с нерабочей стороны ЭД упорного подшипника. Характер изменения давления  $p$  представляет собой кривую гармонического колебания с частотой вращения ротора  $f_1=1/\tau_1=n=233,2$  Гц, где  $\tau_1=4,29$  мс – период колебаний давления сенсора ДЗ, вызванного перекосом упорного диска относительно оси вращения быстроходного ротора компрессора. Среднее давление равно  $p_{cp}=1,075$  бар при размахе пульсаций «пик-пик» примерно  $\Delta p=1,025$  бар. На рисунке 8.24 можно отметить также высокочастотные составляющие пульсации давления пилообразной формы: их частота составляет примерно  $f_2=1/\tau_2=4,43$  кГц при указанной частоте вращения. Это соответствует произведению частоты вращения быстроходного ротора на число его зубьев: для тихоходного ротора  $(27,69 \text{ Гц} \cdot 160)=4430,4 \text{ Гц}$  (ударов в сек.) или  $0,2257 \text{ мс}$ ; для быстроходного ротора  $(233,2 \text{ Гц} \cdot 19)=4430,8 \text{ Гц}$  или  $\tau_2=0,2256 \text{ мс}$  [278, 341]. Это свидетельствует о том, что появление дополнительных высокочастотных пульсаций, по-видимому, связано с механическими нагрузками на роторы от прямозубой зубчатой передачи. На рисунке 8.25 представлена АЧХ изменения напряжения сенсора давления ДЗ: гармоника 1 соответствует оборотной частоте  $0,2332 \text{ кГц}$ ; гармоники 2...18 представляют собой последующие супергармонические колебания в зависимости от

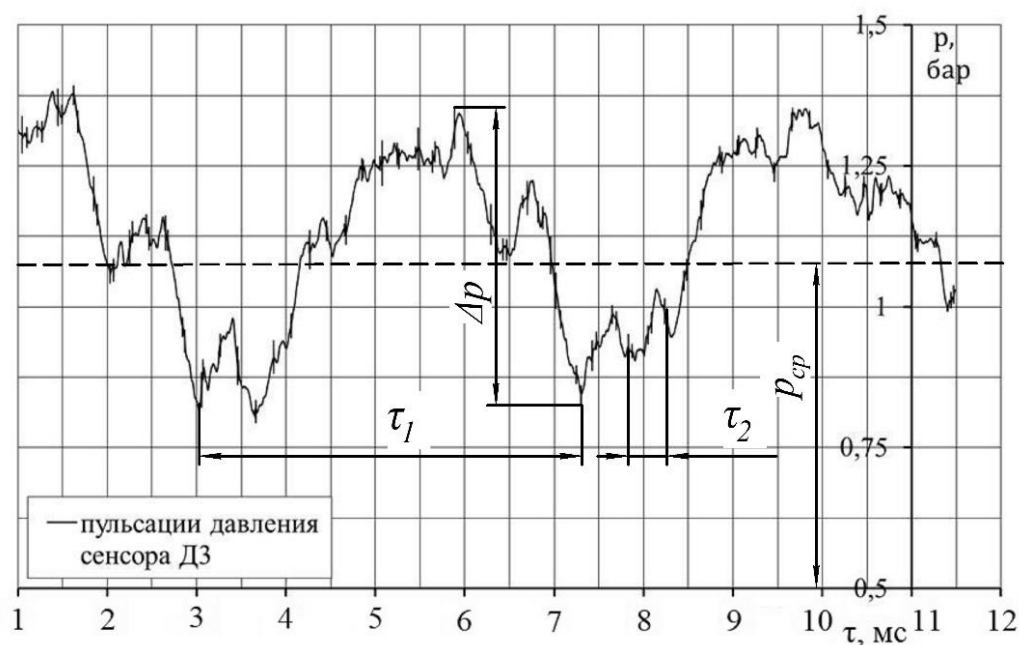


Рисунок 8.24 – Осциллограмма давления сенсора ДЗ в смазочном слое подушки со стороны ЭД,  $n=13992 \text{ мин}^{-1}$

природы возмущающей силы; гармоника 19 соответствует частоте механического воздействия от зубчатой передачи. На рисунке 8.26 дополнительно представлены пульсации напряжения интегрального датчика Холла А3144Е, снятые также цифровым осциллографом АКИП-4140/1. Полный период  $\tau_1=4,29$  мс соответствует двум пульсациям постоянного напряжения  $\approx 24$  В благодаря прохождению 2-ух неодимовых магнитов на алюминиевом диске 5 (см. рисунок 8.13), что повышает точность измерения.

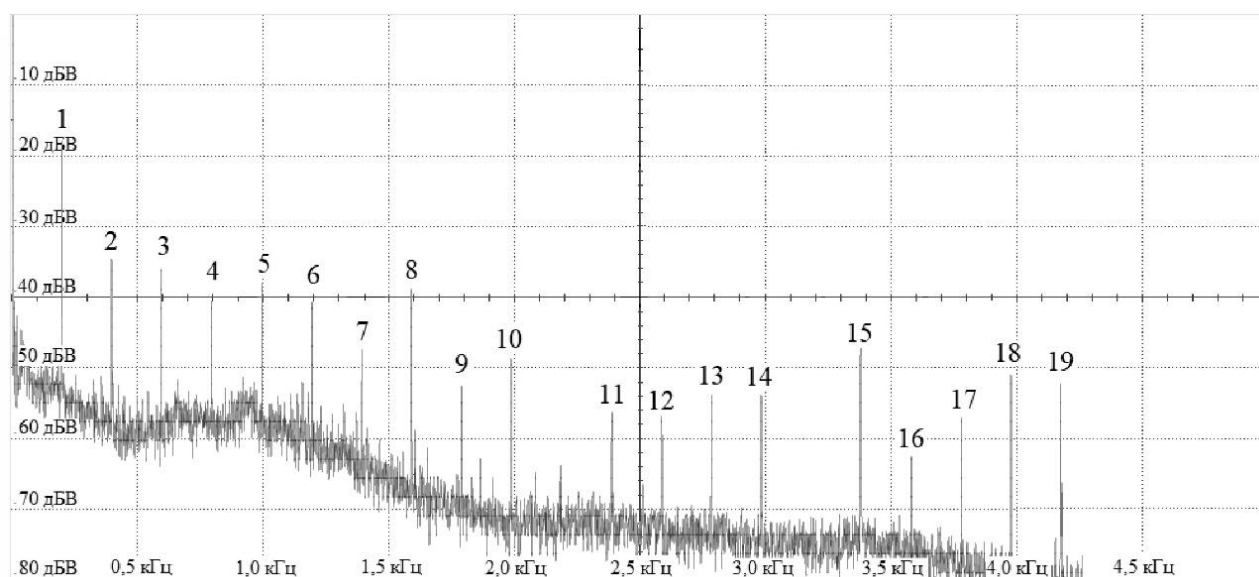


Рисунок 8.25 – Амплитудно-частотная характеристика кривой давления сенсора ДЗ,  $n=13992 \text{ мин}^{-1}$

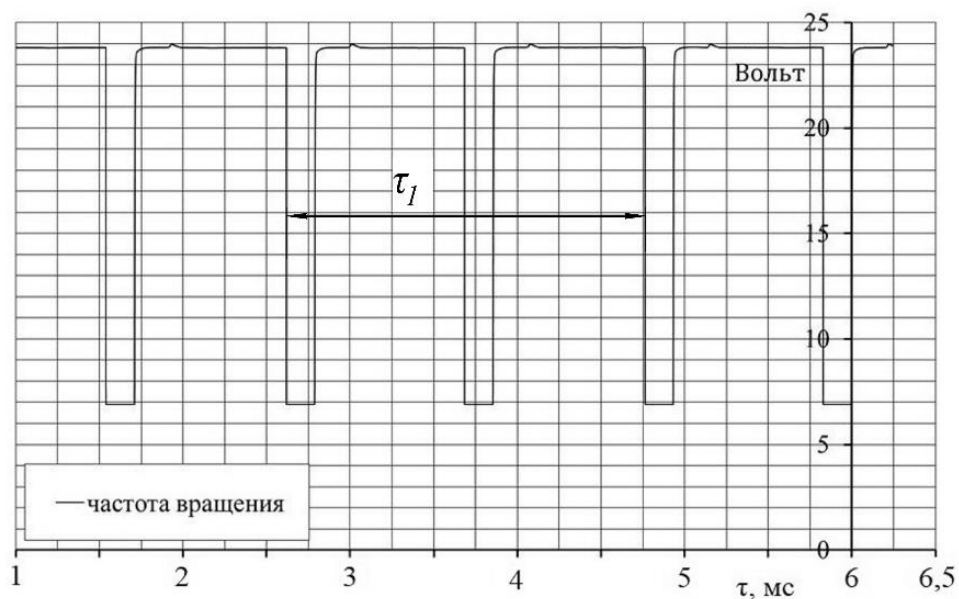


Рисунок 8.26 – Пульсации напряжения интегрального датчика Холла А3144Е,  $n=13992 \text{ мин}^{-1}$

Если соединить рисунки 8.24 и 8.26, можно проследить изменение гидродинамического давления смазочного слоя сенсора ДЗ подушки в зависимости от угла поворота быстроходного ротора компрессора.

#### 8.4 Выводы

На основе проведенных численных экспериментов, направленных на сравнение результатов расчета программы «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» [275] с другими существующими программами расчета, а также на основе сравнительного анализа экспериментальных данных работы упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками на модельном стенде и результатов расчета по программе Sm2px3Tхт, можно сделать следующие выводы:

- наиболее полноценно изменение режима работы УПС при увеличении/уменьшении частоты вращения или высоты зазора учитывает программа Sm2px3Tхт с граничным условием втекания охлажденной смазки с температурой  $t = t_0$  для уравнения движения жидкости (3.20), Том 1, через условную границу при  $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ,  $y = h$ . В этом случае результаты расчета наиболее приближены к инженерной методике расчета по монографии [18];

- экспериментальные исследования подтверждают адекватность разработанной периодической ТУГД математической модели с возможностью изучения динамических режимов работы УПС компрессора, положенной в основу разработанной программы Sm2px3Tхт. Сравнение экспериментальных данных работы упорного подшипника в составе центробежного компрессора и результатов численных расчетов при разных частотах вращения ротора и условии втекания свежей смазки с температурой  $t_0 = 40$  °С позволяет судить о достаточной сходимости экспериментальных и расчетных данных: расхождение в давлении составило не более 14,52 %.

Следовательно, разработанная нестационарная периодическая термоупруго-гидродинамическая (ПТУГД) математическая модель с достаточной степенью точности отражает работу упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при нестационарных и установившихся режимах работы центробежного или винтового компрессора, а также осевого компрессора ГТД.

## ГЛАВА 9 ПРОМЫШЛЕННОЕ ОСВОЕНИЕ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В настоящей главе рассматривается усовершенствованная инженерная методика расчета односторонних и двухсторонних упорных подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров с помощью программы Sm2px3Tхт, приводятся рекомендации к проектированию, конструктивному оформлению, выбору материалов и технические требования к изготовлению. Описывается опыт промышленного освоения и проведение реинжиниринга этих подшипников в отечественных и иностранных компрессорах.

Основные результаты главы опубликованы в работах [344, 345].

### 9.1 Инженерная методика расчета

При проектировании упорных подшипников исходными данными являются угловая скорость вращения упорного диска  $\omega$ , радиус вала под подушками подпятника  $R_g$ , приложенная извне осевая нагрузка  $F$ , марка применяемого масла и температура подачи смазки  $t_n$ . В зависимости от поставленной задачи различают проверочный и проектировочный расчеты. При *проверочном расчете* имеется разработанная конструкция упорного подшипника компрессора, и на основе существующей геометрии и прочих исходных данных производится расчет характеристик подшипника, в том числе при проведении реинжиниринга. При *проектировочном расчете* производится полный расчет подшипника с определением геометрии в случае отсутствия исходного профиля подпятника или неудовлетворительной работы имеющейся конструкции.

Внутренний радиус подушек подпятника (рисунок 9.1) задается на основе конструктивных соображений относительно внутреннего диаметра вала под подпятником с неподвижными подушками:

$$R_1 = R_g + (8...12), \text{ мм.} \quad (9.1)$$

Исходя из принятого размера  $R_1$ , определяются остальные конструктивные размеры упорного подшипника при проектировочном расчете:

- наружный радиус подушек  $R_2 = R_1 \frac{(1 + \sigma)}{(1 - \sigma)}$ , мм; (9.2)

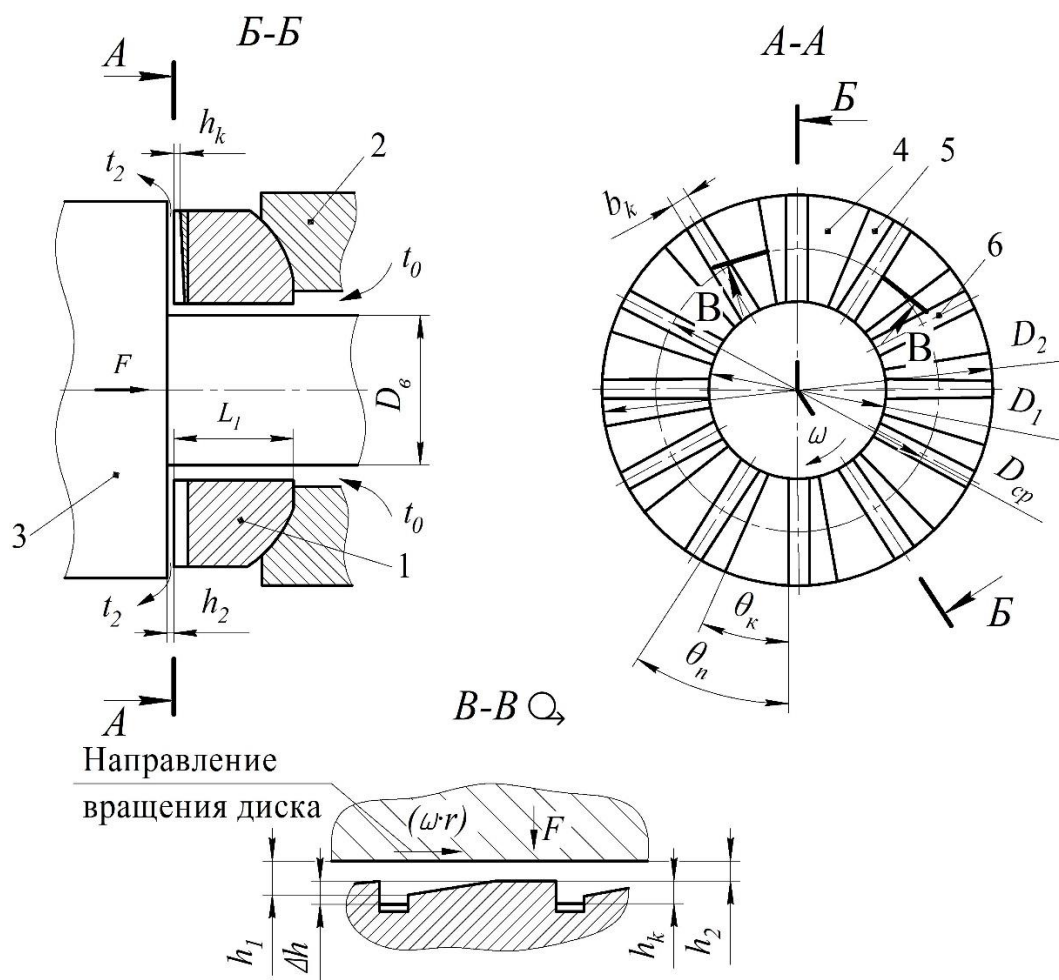


Рисунок 9.1 – Схема одностороннего УПС с винтовой поверхностью неподвижных подушек: 1 – кольцевой подпятник, 2 – корпус, 3 – упорный диск, 4, 5 – клиновые и плоские участки подушки, 6 – межподушечные каналы

- средний радиус подушек  $R_{cp} = 0,5(R_1 + R_2)$ , мм; (9.3)

- угол охвата элемента периодичности при ПТУГД задаче  $\theta = \lambda \cdot \sigma$ , рад. (9.4)

Угол охвата непосредственно подушки равен  $\theta_n = \theta - \theta_{mn}$ ;

- уточняется количество подушек  $z_n = 360 / \theta$ , шт.; (9.5)

- угол охвата подушки с учетом площади заполнения рабочей поверхности подпятника  $\theta_n = (0,8...0,85) 2\pi / z_n$ , рад.; (9.6)

- угловая протяженность клинового скоса для профиля подушки с винтовой поверхностью  $\theta_k = \bar{\theta}_k \theta_n$ , рад; (9.7)

- ширина клинового скоса для профиля подушки с параллельным МПК ско- сом  $\eta_k = \bar{\eta}_k (R_2 + R_1) / 2$ , мм; (9.8)

- глубина клинового скоса на входе в смазочный слой неподвижной подушки



$\Delta h = h_1 - h_2 = 0,04 \dots 0,09$  мм [169]. Относительная клиновидность смазочного слоя вычисляется как  $\varepsilon_0 = (h_1 - h_2) / h_2$ . (9.9)

Геометрические соотношения для указанных безразмерных величин принимаются следующие [18]:  $\sigma = \frac{(R_2 - R_1)}{(R_2 + R_1)} = 0,2 \dots 0,3$ ;  $\lambda = \frac{\theta}{\sigma} = 2 \dots 3$ ; относительная протяженность клинового скоса для винтовой поверхности  $\bar{\theta}_k = 0,7 \dots 0,8$  (оптимальная величина  $\bar{\theta}_k = 0,75$  [119]); относительная ширина для параллельного МПК скоса  $\bar{\eta}_k \approx (1 - \sigma) \sin(\bar{\theta}_k \sigma \lambda)$  [169]. Размерная толщина подушки, как правило, равна  $H = (3 \dots 5)$  мм. Величины допустимых геометрических размеров определяются из условия, что их изменение за счет допусков и фасок должно быть не более 5 %.

Следует понимать, что температура в МПК подшипника не равняется температуре подачи смазки:  $t_0 = t_n + (2 \dots 15)^\circ\text{C}$ . Дополнительный тепловой нагрев происходит за счет потерь мощности на трение смазки о вращающиеся поверхности вала, упорного диска в МПК, подвода теплоты через конструктивные элементы и через боковые грани подушки при попадании смазки в МПК. При этом на нерабочей стороне подаваемая смазка более нагревается из-за дополнительного потока теплоты от рабочей стороны через толщу упорного диска и за счет того, что значительная часть смазки, поступающей в совмещенный опорный подшипник, сливается через зазоры на нерабочей стороне подшипника. Это с достаточной для практики точностью можно определить как

$$t_{0H} = t_0 + (3 \dots 5)^\circ\text{C}. \quad (9.10)$$

Суммарные потери мощности на трение в упорном подшипнике скольжения определяются суммой:

$$N = N_{\text{сд}} + N_{\text{с}} + N_{\text{пл}}, \text{ Вт}, \quad (9.11)$$

где  $N_{\text{сд}}$  – гидродинамические потери мощности в смазочных и пограничных слоях всех подушек, вычисляемые на основе программы Sm2px3Tхт;  $N_{\text{с}}$  – «дисковые» потери мощности на трение о смазку свободных участков вращающегося вала или упорного диска возле наружного радиуса;  $N_{\text{пл}}$  – потери мощности на трение о

смазку плоского участка упорного диска. С достаточной степенью точности «дисковые» потери могут быть определены по формуле [18, 53]

$$N_{\varepsilon} = 2830\omega^3 \sum_{i=1}^n f_i R_i^4 L_i, \text{ Вт}, \quad (9.12)$$

где  $f_i = 1,8 \cdot 10^{-2} / \text{Re}_i^{0,24}$  – коэффициент трения;  $\text{Re}_i = 2\rho_i \omega R_i (R_{\kappa i} - R_i) / \mu_i$  – число Рейнольдса;  $R_i, L_i$  – радиус и длина рассматриваемого участка вращающейся цилиндрической поверхности, соответственно;  $R_{\kappa i}$  – радиус охватывающей поверхности;  $\rho_i, \mu_i$  – соответственно плотность и коэффициент динамической вязкости смазки при температуре  $t_i$ , характерной для зоны рассматриваемого участка;  $i=(1 \dots n)$  – номер участка;  $n$  – число участков.

При необходимости потери мощности на трение плоского участка упорного диска можно найти аналогично расчету потерь мощности в МПК [18, 53]

$$N_{nl} = 0,664 z_n \rho_i U^3 \frac{LB}{\sqrt{\text{Re}_{nl}}}, \text{ Вт}, \quad (9.13)$$

где  $U = (\omega \cdot R_i)$  – окружная скорость скольжения на поверхности упорного диска по радиусу  $R_i$ ;  $L = (R_i \theta_{nl})$ ,  $B$  – соответственно длина по направлению скольжения и ширина плоского участка;  $\theta_{nl}$  – угловая протяженность рассматриваемого плоского участка в радианах;  $\text{Re}_{nl} = \frac{UL\rho_i}{\mu_i}$  – число Рейнольдса.

Расход смазки через упорный подшипник определяется боковыми утечками смазочного слоя  $Q_R$  (преимущественно через наружные грани [18, 287]) и расходом смазки через межподушечные каналы  $Q_K$ :

$$Q = Q_R + Q_K, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (9.14)$$

Если первый расход определяется по результатам расчета программы Sm2px3Tхт с учетом центробежных сил по формуле  $Q_R = \omega R_{cp} h_2 (R_2 - R_1) \bar{Q}_r z_n$ , то второй расход вычисляется по формуле (рисунок 9.1):

$$Q_K = z_n \alpha S_K \sqrt{2\Delta p / \rho_2}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (9.15)$$

где  $\alpha = 0,62 \dots 0,65$  – коэффициент расхода;  $S_K = b_K (h_K + h_2)$  – площадь проходного

сечения одного канала на сливе из подшипника;  $\Delta p$  – перепад давления смазки на входе в подшипник и на сливе из него;  $b_k$  – ширина МПК;  $h_k$  – глубина МПК на наружном радиусе на сливе из одностороннего подшипника,  $h_k = h_{k1}$  для рабочей стороны и, соответственно,  $h_k = h_{k2}$  для нерабочей стороны двухстороннего подшипника.

Расчет упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками необходимо вести для ряда значений толщины смазочного слоя на рабочей стороне подшипника  $h_2$  (в случае *одностороннего подшипника*) и  $h_{2.1}$  (в случае *двухстороннего подшипника*) при заданной температуре смазки  $t_2$  на сливе из подшипника на рабочей стороне. Задачей расчета является вычисление локальных и интегральных характеристик упорного подшипника при заданных значениях толщины  $h_2$  или  $h_{2.1}$  и определение необходимой глубины  $h_{k1}$  или  $h_{k2}$  МПК на сливе из подшипника на наружном радиусе, которая будет обеспечивать необходимый расход смазки  $Q_k$  и заданную допустимую температуру смазки  $t_2$  на сливе из подшипника. Толщина смазочного слоя на рабочей стороне находится в пределах интервала 20...70 мкм. Интервал разбивается на ряд значений, при которых находится несущая способность подшипника  $P$ , и строится график зависимости  $P = f(h_2)$ . Далее по графику определяется величина зазора  $h_2$ , соответствующая заданной осевой нагрузке  $F$  (находится точка пересечения).

В компрессорных машинах температура подачи смазки на входе в подшипники и зубчатые зацепления составляет, как правило,  $t_n = 35...45$  °С, а температура смазки на сливе из подшипника находится в допустимых пределах  $t_2 = 70...80$  °С [56, 296]. На практике температура слива смазки обычно составляет  $t_2 = 60...65$  °С и, следовательно, перепад температуры равен  $\Delta t = t_2 - t_1 \sim 20$  °С.

Стандарт API 617 (8-ое издание) требует, чтобы рабочая внешняя нагрузка составляла не более 50 % от предельной нагрузки подшипника [22]. Идея проста: поскольку высокая нагрузка приводит к выходу подшипника из строя, ее следует ограничить удобным запасом для безопасной эксплуатации. В API 617 предельная

нагрузка определяется как «нагрузка, которая должна обеспечивать минимально допустимую толщину масляного слоя (обычно не менее 20...25 мкм) без возникновения разрушения во время непрерывной эксплуатации, или нагрузка, которая не должна превышать начало ползучести или предел текучести материала баббита или подшипника в месте максимальной температуры  $t_{\max}$  на подушке, в зависимости от того, какая нагрузка меньше».

Предварительное значение суммарного осевого зазора в двухстороннем упорном подшипнике (осевой ход ротора компрессора) можно определить по эмпирической формуле Яновского М. И. [94, 172]

$$\Delta = 0,24 \sqrt{(\omega \cdot R_{cp})(R_{cp} \cdot \theta_n)}, \text{ мм}, \quad (9.16)$$

где  $(\omega \cdot R_{cp})$  – окружная скорость на среднем радиусе, м/с;  $(R_{cp} \cdot \theta_n)$  – окружная протяженность подушки по среднему радиусу, м. Выбор меньшего значения зазора  $\Delta$  приводит, как правило, к перегреву упорного подшипника. Следовательно, толщина смазочного слоя на нерабочей стороне вычисляется по формуле:

$$h_{2,2} = \Delta - h_{2,1}, \text{ мкм}. \quad (9.17)$$

Несущая способность двухстороннего УПС определяется по зависимости

$$P = P_1 - P_2, \text{ Н}, \quad (9.18)$$

где  $P_1, P_2$  – несущая способность рабочей и нерабочей сторон подшипника, соответственно.

Толщина смазочного слоя на нерабочей стороне УПС должна быть  $h_{2,2} > 0,5\Delta$ , при этом расход на этой стороне превышает рекомендуемые значения даже при  $h_{k2}=0$ . Из-за этого необходимо определить фактический перепад температуры смазки  $\Delta t$  по уравнению теплового баланса, исходя из располагаемого расхода смазки  $Q_2$  через подпятник при  $h_{k2}=0$ . Расчет следует вести методом последовательного приближения, задаваясь предварительным значением  $\Delta t$  [18].

Рассчитывается удельный (приведенный) расход смазки в зависимости от марки применяемого масла в системе смазки компрессорной установки (Тп-22, Тп-30, Кп-8С и др.) [18, 342]:

$$Q^* = \frac{1}{c_2 \rho_2 \Delta t}, \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{Вт}). \quad (9.19)$$

Например, при заданном перепаде температур  $[\Delta t] = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  удельный расход для масла Тп-22 составляет  $Q^* = 2,88 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{Вт})$ ; при этих же условиях для масла Тп-30  $Q^* = (2,88 \dots 2,89) \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{Вт})$  [18].

Необходимый расход смазки находится, исходя из посчитанных суммарных потерь мощности на трение в упорном подшипнике:

$$Q = N \cdot Q^*, \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } Q = N \cdot Q^* \cdot 60000, \text{ л/мин}, \quad (9.20)$$

где  $N$  – суммарные потери мощности по формуле (9.11), Вт.

Полученные результаты необходимо сравнить с ограничивающими параметрами. Для упорных подшипников скольжения стандарта СТП 26-05-02-203-73 (СКБ по компрессоростроению, г. Казань) и по лицензии фирмы Dresser Clark рассчитанные и принятые значения минимальной толщины смазочного слоя равны  $[h_{\min}] = 20 \dots 30 \text{ мкм}$  [18]; в иностранных предприятиях принятое значение составляет  $[h_{\min}] = 25 \text{ мкм}$  [22]. Допустимой максимальной температурой в смазочном слое подшипника для принятых в компрессорной технике марок масел Тп-22, Тп-30, Кп-8С и др. можно принять  $[t_{\max}] = 100 \dots 110 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Помимо определения геометрических размеров упорных подшипников по инженерной методике и соответствия конструкции подшипника заявленному стационарному режиму работы компрессора разработанная программа Sm2px3Tхт позволяет также проверить подшипник на соответствие вероятному динамическому нагружению при переменной осевой нагрузке (перемещении упорного диска ротора в процессе работы компрессора), при пуске и остановке компрессора и влияние этих режимов на выходные характеристики подшипника.

Пример последовательного поверочного расчета по инженерной методике двухстороннего упорного подшипника скольжения тихоходного ротора корпуса мультипликаторной компрессорной установки Аэроком 4-670/11 УХЛ4 для технологии сероочистки попутного нефтяного газа с помощью программы Sm2px3Tхт представлен в приложении Д.

На программу Sm2px3Tхт в двух его вариантах в Роспатенте получено два свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ [275, 276] (см. приложение Г). Следовательно, разработанная программа является результатом интеллектуальной деятельности (РИД), права на которую принадлежат создавшим ее авторам. Указанная методика на основе программы Sm2px3Tхт использовалась в том числе при поверочных расчетах УПС с неподвижными подушками при проведении реинжиниринга узлов трения иностранных компрессоров Siemens, Lufkin, Ingersoll Rand, Hitachi, Sundyne, Nuovo Pignone и др. [343, 344].

## **9.2 Рекомендации по проектированию и конструктивному оформлению**

В процессе проектирования упорных подшипников скольжения с неподвижными подушками компрессора инженеру-конструктору необходимо выполнить следующие задачи [345]:

1) выбрать подходящие материалы подшипника, способного нести внешнюю нагрузку без превышения допустимого предела нагрузки (несущей способности) при максимальной температуре поверхности скольжения  $t_{\max}$  и минимальной толщине смазочного слоя  $h_{\min}$ ;

2) выбрать подходящий материал подвижного элемента с повышением необходимой твердости. Для увеличения надежности и долговечности работы подшипника шейка ротора должна быть термообработана до твердости 43...53 HRC с обработкой ТВЧ на глубину  $h=1,5...2,0$  мм; твердость рабочих поверхностей упорного диска должна быть увеличена до интервала 52...62 HRC, как правило, за счет цементации;

3) определить разумную шероховатость поверхности упорного диска и подушки подшипника для предотвращения полужидкостного или граничного трения и, следовательно, износа. Шероховатость рабочих поверхностей подушек должна быть не более  $\sqrt{Ra_{1,6}}$ , а рабочих поверхностей шейки ротора и упорного диска – не более  $\sqrt{Ra_{0,8}}$ ;

4) выбрать смазку с достаточным классом вязкости согласно ISO 3448 при рабочих температурах 50...80 °С для получения достаточно высокого давления смазки в смазочном слое для восприятия и уравнивания внешней нагрузки, но

с не слишком высокой вязкостью для предотвращения ненужных потерь на трение, например, «дисковых» при вращении упорного диска в маслозаполненном корпусе с дросселированным сливом. Класс вязкости масла для центробежных компрессоров, как правило, составляет ISO VG 32 и 46; для винтовых компрессоров класс вязкости может быть увеличен до ISO VG 150 [35];

5) принять конструктивные и производственные меры для получения подходящей формы рабочего зазора смазочных слоев подшипника (т. е. выбрать профиль рабочей поверхности неподвижной подушки, см. рисунок 1.28), Том 1, для создания необходимого гидродинамического давления и уравнивания внешней нагрузки;

6) определить необходимый расход смазки и ее распределение в подшипнике для обеспечения достаточной толщины смазочного слоя по всему зазору без разрывов слоя смазки и возникновения явления «масляного голодания» [53, 287];

7) обеспечить достаточный отвод теплоты от подшипника при прохождении смазки или принудительного охлаждения для минимального нагрева рабочего объема смазки из-за вязкого сдвига с целью предотвращения его разрушения и поддержания температуры поверхностей скольжения ниже допустимых температур материала [53]. Исходя из практики, среднее значение подогрева смазки в подшипнике должно составлять  $\Delta t \approx 20 \dots 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  [18];

8) выбрать форму межподушечного канала. Наиболее часто встречающиеся формы каналов приведены на рисунке 9.2. Следует отметить, что подача смазки непосредственно в межподушечные каналы упорного подшипника (индивидуальный подвод, рисунок 9.2б, г), позволяет значительно снизить потери мощности на трение [254]. Однако конструктивно не всегда имеется возможность это выполнить. Например, в некоторых случаях подвод смазки удобнее выполнить вдоль ротора от центра к периферии (рисунок 9.2а, в, д, е), а слив – по наружному радиусу подпятника. Показанные на рисунке 9.2а, б типы МПК следует применять в случае необходимости обеспечения малых расходов смазки – менее 5 л/мин. Недостатком этих каналов является зависимость расхода смазки от приложенной нагрузки. В конструкциях, показанных на рисунке 9.2в, г, д, е, этот недостаток отсутствует: расход смазки через отверстия с размером  $h_k$  гораздо больше, чем с размером  $h_2$ . При

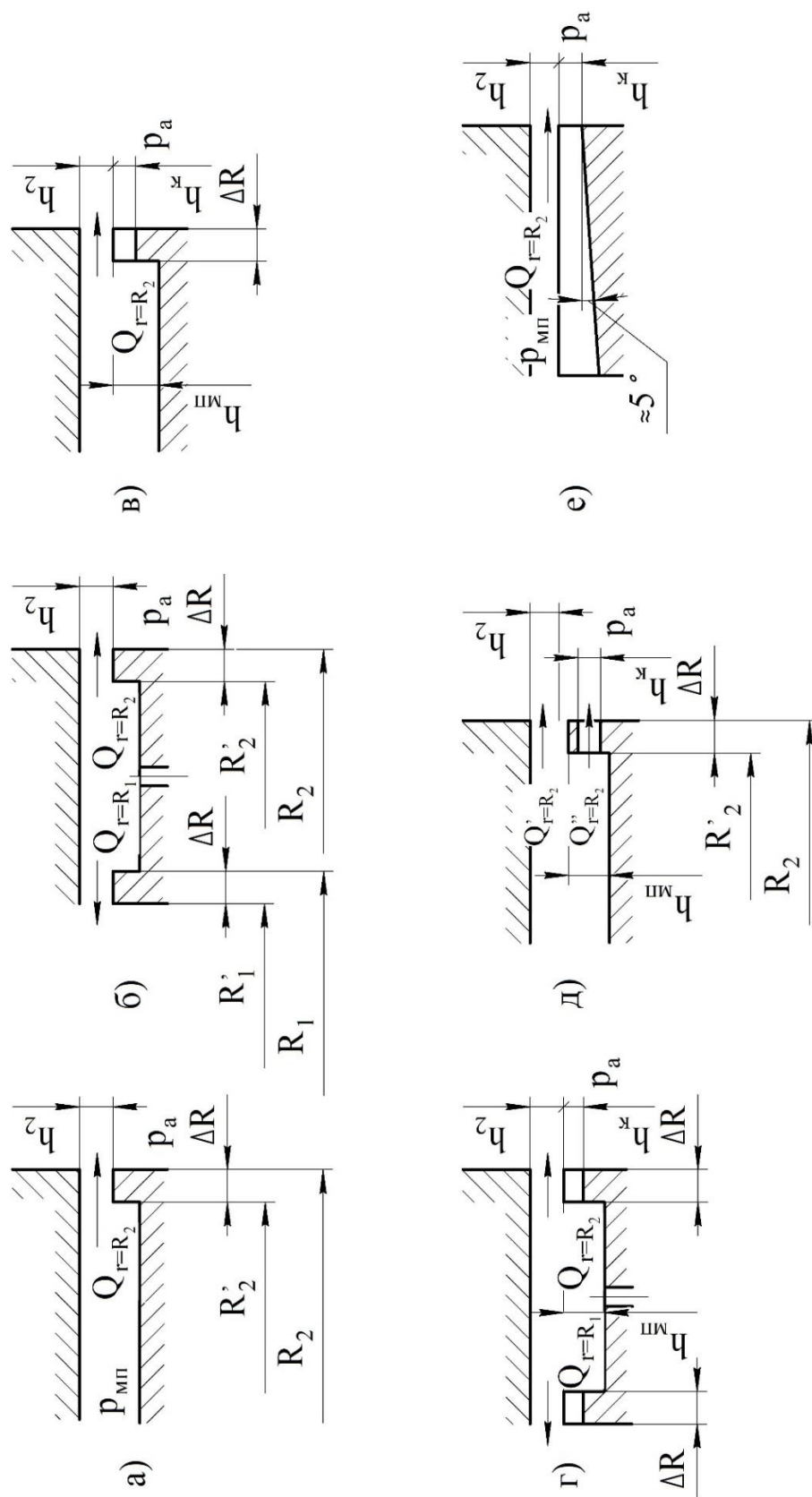


Рисунок 9.2 – Варианты исполнения межподушечных каналов упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками



этом величина  $h_k$  на наружном диаметре подпятника является расчетной в зависимости от требуемого расхода смазки через УПС (см. приложение Д). Исходя из опыта эксплуатации и упрощения технологии изготовления рекомендуется применять межподушечный канал конфузорной формы (рисунок 9.2е). Такая конструкция улучшает течение смазки в канале и препятствует образованию вакуумных зон из-за действия центробежных сил инерции.

На выходные характеристики упорных подшипников существенное влияние также оказывает осевое биение вращающегося упорного диска относительно поверхности подушек. Минимизация величины биения в первую очередь зависит от способа крепления упорного диска на валу. На рисунке 9.3 представлены разные применяемые на практике варианты. Оптимальной конструкцией является крепление на рисунке 9.3б с возможностью самоустановления: на валу 1 с помощью гайки 2 через сферическую шайбу 4 крепится окончательно изготовленный упорный диск 3 (посадка на вал с зазором  $0,02 \dots 0,03$  мм). Этот вариант крепления обеспечивает минимальное биение упорного диска на наружном радиусе (до  $0,005$  мм [119]), позволяет изготовить диск независимо от вала и упрощает технологию обработки рабочих торцевых поверхностей. Схожая конструкция крепления включена в СТП 0502-227-78 «Упорные подшипники винтовых компрессоров. Типы, основные параметры и размеры» предприятий АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» (см. рисунок 1.30, Том 1) [45, 46]. В последнее время в центробежных компрессорах применяется посадка на конус

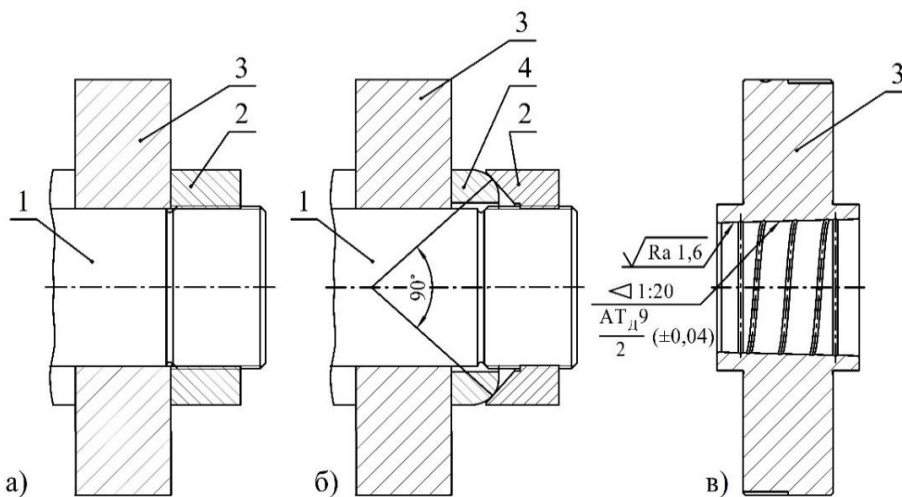


Рисунок 9.3 – Варианты крепления упорного диска на валу:

а) жесткое крепление, б) со сферической шайбой, в) на конусную поверхность

◁ 1:20 (рисунок 9.3в). Винтовые проточки на внутренней конусной поверхности упорного диска предназначены для подачи масла под давлением от насоса через отверстия в валу при насадке на конусную поверхность. При этом остаточное торцевое биение перед установкой в корпус компрессора должно находиться в пределах 0,012...0,015 мм [4].

Неплоскостность плоских участков неподвижных подушек упорного подшипника должна быть не более 0,01 мм. Так обеспечивается условие равномерного теплового режима работы подушек по окружности. Перекос плоскости, проходящей через плоские участки подушек, относительно плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора, после монтажа подшипника должен быть не более 0,01 мм. Для обеспечения последнего требования используются различные выравнивающие устройства, например, сферическое по СТП 0502-227-78. Чтобы обеспечить минимальный момент трения и, следовательно, лучшую самоустановку подшипника, параметры сферы можно выбирать по рекомендациям Зандфоса [346]. Наиболее трудоемкой операцией при изготовлении подпятника УПС является получение клиновых скосов малой глубины ( $\Delta h = 0,04 \dots 0,09$  мм [169]): их можно изготовить на токарно-винторезном станке [119] или на современных станках с ЧПУ. Допуск на глубину клинового скоса  $\Delta h$  на входной кромке подушки должен быть не более 25 % от ее величины: обычно принимают отклонение  $\pm 0,01$  мм, исходя из класса точности применяемого оборудования. Допуск на ход винтовой поверхности клинового скоса можно принять равным допуску ходовых винтов токарных станков.

### **9.3 Требования к применяемым материалам**

При выборе материалов упорного подшипника инженеру-конструктору следует учитывать следующие свойства сопрягаемых деталей [345]:

1) совместимость: во время пуска и остановки компрессора устойчивость к задирам и заеданию является основным условием при сопряжении материалов. Совместимость достигается за счет того, что материалы упорного диска и подушек подпятника, действующие как пара, обладают низким коэффициентом трения и износом;

2) проникающая способность: после фильтрации системы смазки компрессорного агрегата в смазке перед подачей в подшипники обычно присутствуют инородные частицы, такие как диоксид кремния  $\text{SiO}_2$ . Тонкость фильтрации маслосистемы компрессорной установки, как правило, составляет 10...15 мкм. Загрязнения не должны повреждать сопрягаемые поверхности подшипника: они могут попасть в мягкий материал (баббитовое покрытие) подушки и, таким образом, обезвреживаться;

3) коррозионная стойкость: из-за кислотности и окисления масла некоторые материалы подшипников могут подвергаться коррозии;

4) трение: во время пуска и остановки компрессора подшипник будет кратковременно работать в режимах полужидкостной или граничной смазки. Чтобы свести к минимуму потери на трение и сократить время, необходимое для образования полного смазочного слоя, следует выбирать низкий коэффициент трения подушек подшипника и упорного диска;

5) теплопроводность и тепловой коэффициент расширения: в подшипнике выделяется теплота за счет вязкого сдвига слоев смазки при движении. Выбор материалов с высокой теплопроводностью улучшит отвод теплоты от деталей подшипника. Сопутствующие термические напряжения могут вызвать тепловое расширение неподвижных подушек и упорного диска. Вероятность заедания при расширении подушек может рассчитать программа  $\text{Sm2px3Tht}$ ;

6) предел текучести, прочность на сжатие и сопротивление усталости: при сочетании высокого давления и повышенной температуры на поверхности подушки возможно достижения предела текучести на сжатие  $\sigma_{-0,2}$ . Для выдерживания чрезмерных нагрузок требуется высокая прочность на сжатие. В этом случае иногда могут образовываться и распространяться усталостные трещины в виде сетки на поверхности подушки [24, 25, 120]. Выход из строя подшипника может происходить либо из-за разрушения подшипника путем выкрашивания, либо из-за роста трещины. Последнее может привести к вытеснению смазки. В таблице 9.1 приведены значения максимально допустимой удельной нагрузки на подшипник для разных сплавов материалов подшипников.

Таблица 9.1 – Допустимые значения из практики для наибольшей удельной нагрузки  $p_{уд}$  на подшипник [347]

| № п.п. | Материал антифрикционного покрытия | $p_{уд}$ , МПа* |
|--------|------------------------------------|-----------------|
| 1      | Sn-Pb сплав                        | 5 (15)          |
| 2      | Cu-Pb сплав                        | 7 (20)          |
| 3      | Cu-Sn сплав                        | 7 (25)          |
| 4      | Al-Sn сплав                        | 7 (18)          |
| 5      | Al-Zn сплав                        | 7 (20)          |

\*Значения в скобках допустимы только в исключительных случаях из-за особых условий эксплуатации, например, при низких частотах вращения

Материалами упорного диска помимо стали 20 при высокой удельной нагрузке могут быть приняты легированные цементируемые стали с повышенными прочностью и твердостью, например, сталь 12ХН3А по ГОСТ 4543-2016.

Для подшипников жидкостного трения компрессоров применяются, как правило, антифрикционные материалы с твердостью HB < 50 (пластичные сплавы), которые наносятся на рабочие поверхности подушек. К ним относятся баббиты, свинцовые бронзы, алюминиевые сплавы и серебро [18]. Наибольшее распространение получили высокооловянные баббиты по 1320-74: Б-83 (Sn=83 %, Sb=10...12 %, Cu=5,5...6,5 %) и Б-88 (Sn=88 %, Sb=7,3...7,8 %, Cu=2,5...3,5 %). Они обладают наиболее высокими антифрикционными свойствами: низкий коэффициент полусухого трения, пластичность, хорошая прирабатываемость и износостойкость. В практике производства иностранных компрессоров Франции, США и др. в подшипниках скольжения находят применение оловянные баббиты Tegostar 738 (европейский патент: Bearing alloy. № EP 0717121B1, рег. №: 95117032.3) (Sn=80...82 %, Sb=11...13 %, Cu=5,5...6,5 %, Ag=0,05...0,15 %, Zn=0,5...0,7 %, Fe < 0,03 % и пр.), SAE11 (Sn=86%, Sb=6,0...7,5 %, Pb=0,5 %, As=0,1 %), SAE12, ASTM2 (Sn=88%, Sb=7,0...8,0 % и также Pb=0,5 %, As=0,1 %), SnSbb8Cu4 по ISO 4381:2011 и др. Благодаря пластичности обеспечивается равномерное распределение нагрузки по рабочей несущей поверхности и относительная безопасность попадания в подшипники мелких инородных частиц. Прирабатываемость наносимого антифрикционного слоя при рабочих температурах обеспечивается за счет малой твердости:

15...20 НВ. Низкий коэффициент полусухого трения 0,045 в условиях недостаточной подачи смазки приводит к пониженным тепловыделениям и в целом повышению работоспособности подшипника скольжения. Необходимо избегать использование пазов типа «ласточкин хвост» для соединения баббита к основанию [348], поскольку они являются концентраторами напряжения.

С ростом температуры в смазочных слоях подшипников существенно понижается твердость и усталостная прочность (при колебаниях высокого гидродинамического давления) баббитового слоя [348, 349]. По рекомендации справочника [348] предельной температурой для каждой марки баббита можно принять температуру, при которой твердость в антифрикционном слое падает ниже 12 НВ. Эти температуры для некоторых отечественных марок баббита представлены в таблице 9.2 [18, 348]. Для иностранного баббита Tegostar 738 допустимая температура может быть увеличена до 130 °С. Поэтому наиболее применяемыми в практике производства подшипников скольжения являются баббиты Б-83 и его аналог Tegostar 738. Следует учитывать, что чувствительный элемент датчика контроля температуры находится не на рабочей поверхности подушки, а, как правило, вставлен в основной материал подушки и находится вблизи баббитовой поверхности на расстоянии 0,8...1,0 мм. Поскольку результат измерения всегда ниже фактического максимума температуры смазочного слоя, пределы температуры, основанные на измерении, должны быть установлены ниже значения, вызывающего отказ подшипника. Для контроля температуры в промышленных подшипниках применяются термометры сопротивления ТСП. Фиксация чувствительного элемента ТСП в корпусе УПС может происходить механическим поджатием или может быть применен двухкомпонентный эпоксидный клей ЭДП-2 по ГОСТ 10587-84 (при повышенных температурах эксплуатации может применяться эпоксидный клей Efix 3450 с диапазоном -50...+150 °С). В некоторых случаях может использоваться клей-герметик Анакрол-2033 по ТУ 2242-004-50686066-2004.

Толщина баббитового покрытия может варьироваться от 10 мкм до 3 мм в зависимости от габаритов подшипника и производственного процесса. Из практики известно, что усталостная прочность баббитового слоя повышается с уменьшением

его толщины [348]. Однако из-за особенностей кристаллической решетки соединения Sn-Pb и снижения механических свойств покрытия толщиной менее 1 мм при циклических нагрузках [349] оптимальное значение толщины баббитового слоя составляет  $\approx 1,5$  мм [18]. Такая толщина также продиктована меньшей теплопроводностью баббита по сравнению со сталью:  $\lambda=33$  Вт/(м·град) баббита Б-83 против  $\lambda=50$  Вт/(м·град) стали 20, что ухудшает теплоотвод от смазочного слоя при увеличении толщины покрытия.

*Таблица 9.2 [348]*

| Марка баббита              | Б-88                            | Б-83 | БН  | Б-16 | БК2 |
|----------------------------|---------------------------------|------|-----|------|-----|
| Предельная температура, °С | 85 из-за высокого содержания Sn | 115  | 105 | 110  | 160 |

Основание подушек может быть изготовлено из конструкционной малоуглеродистой стали 20 по ГОСТ 1050-2013 или из сталей 45 по ГОСТ 1050-2013, 40Х, 40ХН по ГОСТ 4543-2016 с повышенным содержанием углерода и твердостью для сохранения постоянства формы зазора подшипника при высоких частотах вращения и нагрузках. В некоторых случаях для увеличения теплоотвода от смазочного слоя и повышения несущей способности подшипника могут быть применены медно-хромовые сплавы с большей теплопроводностью [350], например, хромовые бронзы БрХ0,7 по ГОСТ 18175-78 или БрОЦС 5-5-5 по ГОСТ 613-79 также с антифрикционным покрытием, или алюминиевые сплавы с содержанием олова.

Важное значение для обеспечения долговечности приобретает прочность соединения баббитового покрытия с основанием подушки (подложкой). В зависимости от технологии баббитовое покрытие может быть нанесено с помощью литья, плазменного или газопламенного напыления. Для заливки рабочих поверхностей применяют баббит Б-83 или БН по ГОСТ 1320-74 в соответствии с технологической инструкцией 0.002.241 АО «Казанькомпрессормаш». При этой технологии в качестве основания для заливки рекомендуется применять сталь 20, поскольку использование сталей с более высоким содержанием углерода не рекомендуется из-за плохого сцепления их с баббитом. Прочность соединения  $R_{ch}$  по ГОСТ ИСО 4386-2-99 должна составлять 12...19 МПа. В некоторых случаях для повышения твердости

может быть применена сталь 40Х2НМФА (аналог стали 1.6565 по стандарту ФРГ WNr). В качестве подслоя баббита Б-83 может быть применен припой ПОС-40 по ГОСТ 21930-76, ГОСТ 21931-76 для улучшения сцепления с основанием [18].

Технология плазменного напыления с помощью установки УПУ-8М и сушильного шкафа КВС 6-100/250 позволяет наносить баббитовый слой на основание подушки подшипника практически из любого твердого материала. Шероховатость поверхности основания перед напылением должна быть не более  $\sqrt{Ra6,3}$  после дробеструйной обработки. Согласно инструкции РДИ 2202-132-95 АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» материалом основания, как правило, также является сталь 20. Диаметр втулки напыления должен быть  $d \geq 40$  мм при отношении диаметра к длине  $d/l \geq 2$ . Толщина баббитового покрытия после окончательной механической обработки подшипника должна быть 1 мм с допуском (+0,2) мм. Для лучшего сцепления баббитового слоя с основанием предварительно наносится композиционный термореагирующий порошок ПГ-Ю5Н по ТУ14-22-76-95 толщиной 0,1 мм [351], а далее напыляется порошок баббита Пр-Б83-40/100 по ТУ14-22-91-25. В этом случае из-за повышенной пористости напыленного покрытия для проверки соответствия геометрии и шероховатости поверхности расточки чертежу выполняется визуально-измерительный контроль (ВИК) с использованием лупы с кратностью увеличения до «7» в соответствии с ГОСТ ИСО 12301-95. Отслоение баббита, вспучивание, выкрашивание, трещины не допускаются.

Технология газопламенного напыления с помощью установки «Техникорд ТОП-ЖЕТ/2» позволяет напылять баббит Б-83 по 1320-74 и Б-83 с добавлением Ag и Zn (аналог Тегостар 738) на основание из практически любого металла. Установка предназначена для распыления металлических проволок диаметром от 1,5 до 4,0 мм и гибких шнуровых материалов диаметром от 3,0 до 5,0 мм с целью нанесения покрытий. Согласно инструкции И 03.04-2025 АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» материалом основания могут являться стали 20, 45, 40Х, 40ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543-2016. Также допускается нанесение покрытий на детали из бронзы по ГОСТ 493-79 и ГОСТ 613-79. Для улучшения адгезии баббита с материалом основания применяются шнур марки УВС-2ГШ или Нихробонд-20 по

ТУ 1970-002-05815273-2007 с толщиной нанесения также 0,1 мм на сторону. В этом случае контроль качества баббитового покрытия выполняется с помощью цветного контроля проникающими веществами (ЦД) (рисунок 9.4) в соответствии со следующими нормативными документами:



*Рисунок 9.4 – Цветовая индикация на заготовке подпятника упорного подшипника скольжения*

- методические рекомендации РД 13-06-2006;
- ГОСТ 18442-80, класс чувствительности – II. Трещины и флокены не допускаются;

- ГОСТ ИСО 4386-3-96, п. 8.2 преимущественно для технологии методом литья (согласно п. 8.1 контроль адгезии проводится по ГОСТ Р ИСО 4386-1-94). Критерии приемки напыленного покрытия оцениваются в соответствии с классом А. Прочность соединения  $R_{ch}$  по ГОСТ ИСО 4386-2-99 должна составлять 64...68 МПа. Качество соединения баббитового покрытия с основанием должно определяться с помощью ультразвукового контроля (УЗК) в соответствии с ГОСТ Р ИСО 4386-1-94. Контроль выполняется в соответствии с классом 3.

Некоторые организации для лучшего сцепления баббитового покрытия перед напылением дополнительно делают кольцевые проточки в виде «рваной резьбы» с шагом 1,4 мм и глубиной 0,5 мм на основании подушки (рисунок 9.5).

Выбор марки масла для центробежного или винтового компрессора определяются не только подшипниками скольжения, но и наличием мультипликатора и других зубчатых передач в случае совместной маслосистемы. В качестве смазки в основном применяются турбинные масла, среди которых наиболее распространены



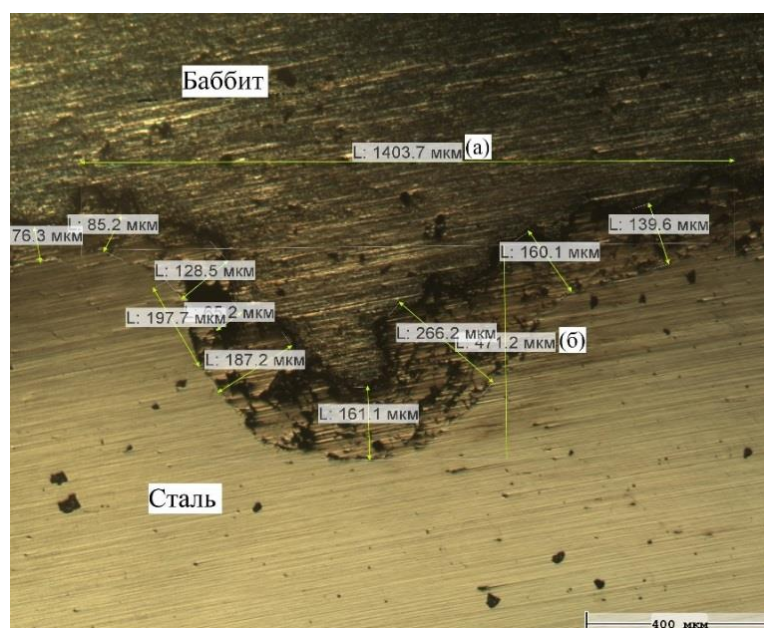


Рисунок 9.5 – Микроструктура баббитового покрытия:  
величины ширины (а) и глубины (б) резьбы соединения баббита со сталью

основном применяются турбинные масла, среди которых наиболее распространены масла Тп-22С марки 1 по ТУ 38.101821-2013 и Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92. В турбокомпрессорах, спаренных с высоконагруженными редукторами, условия работы часто диктуют применение более вязкого, специально разработанного компрессорного масла Кп-8С по ТУ 38.1011296-90. В тех случаях, когда от масла требуется высокая устойчивость к образованию осадка и хорошая антиокислительная стабильность, в компрессорах следует применять масла Тп-22Б и Кп-8С. Преимущества этих масел перед маслом Тп-22С особенно ярко проявляются при их работе в компрессорах, перекачивающих аммиак. Браковочные значения физико-химических показателей для применяемых масел промышленных компрессоров, которые необходимо проверять (не реже 1 раза в год) в процессе эксплуатации компрессорной установки, указаны в таблице 9.3.

Таблица 9.3 – Максимально допустимые (браковочные) значения физико-химических показателей для нефтяных компрессорных масел [35]

| № п.п. | Показатель                                                     | Максимально допустимое (браковочное) значение |
|--------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| 1      | Кислотное число, мг КОН/г                                      | 0,2                                           |
| 2      | Массовая доля воды, %                                          | 0,05                                          |
| 3      | Массовая доля осадка, нерастворимого в бензине-растворителе, % | 0,05                                          |
| 4      | Отклонения вязкости от свежего масла, %                        | ±15                                           |

#### **9.4 Реинжиниринг упорных подшипников**

В настоящее время становится современным проектирование и изготовление технических копий деталей и узлов конструкций иностранных компрессоров с помощью реинжиниринга. Он подразумевает воссоздание геометрических размеров и повторение материалов разрабатываемых узлов, которые должны соответствовать фактическим условиям эксплуатации и рабочим параметрам оригинальных компрессоров. К подобным узлам также можно отнести упорные подшипники скольжения. Успешному воспроизведению способствуют следующие моменты [344]:

- 1) анализ и глубокое изучение эксплуатационной документации об изделии;
- 2) разумное сочетание и совместное использование 3D сканирования и инструментальных замеров. Замеры и сканирование выполняются совместно;
- 3) подбор материалов. При этом используются данные, содержащиеся в эксплуатационной документации: паспорт, формуляр, сборочные чертежи и пр. Если документация отсутствует, то применяется экспресс-метод определения процентного содержания элементов, например, с помощью спектрального анализатора, с последующим подбором наиболее близкого по свойствам отечественного аналога;
- 4) использование собственного опыта проектирования и изготовления подобных деталей и узлов;
- 5) фотофиксация деталей и узлов на всех этапах проведения реинжиниринга, в процессе разборки сборочного изделия и отдельных деталей;
- 6) создание 3D модели сборки верхнего уровня для контроля и выявления зазоров/наложений.

Немаловажным моментом остается авторское сопровождение при монтаже изготовленных запасных частей и участие в контрольных испытаниях замещаемых узлов конструкции иностранных компрессоров.

При проведении реверс-инжиниринга важное значение приобретает точность измерения, влияющая на качество воспроизведения и отражающая близость результатов к истинному значению измеряемой величины. Точность количественно выражается погрешностью, которая в данном случае подразделяется на:

1) инструментальную: определяется основными метрологическими характеристиками средств измерения;

2) методическую: обусловлена несовершенством метода измерений или упрощениями, допущенными при измерениях.

Результатом сканирования объекта с помощью оборудования является облако точек. Из облака точек строится сетка, которая может отличаться от фактической формы сканируемого объекта, поскольку при её построении применяются функции математической аппроксимации, сглаживания и упрощения поверхности. При разработке 3D модели на основе полученной сетки размеры, как правило, усредняют и округляют. Погрешность при разработке 3D модели с помощью 3D сканирования может достигать 0,04...0,09 мм/м [344]. Исходя из этого, при разработке конструкторской документации размеры, к которым предъявляются высокие требования по точности (например, толщина подушки УПС), необходимо дополнительно контролировать соответствующими средствами измерений, например, микрометром, штангенциркулем и нутромером с точностью до 0,01 мм. В качестве примера далее представлены техническое оборудование и программные продукты, которые могут быть использованы в процессе реинжиниринга:

1) лазерный 3D сканер KSCAN Magic компании ScanTech (рисунок 9.6а) для сканирования исходной детали или узла конструкции и программное обеспечение ScanViewer для работы с 3D сканером;

2) программное обеспечение Geomagic Design X 2020, которое преобразует данные 3D-сканирования в параметрические CAD-модели;

3) программное обеспечение Geomagic control X, которое позволяет сравнивать данные с 3D-сканера (точечное облако) с исходной CAD-моделью. Отклонения отображаются с помощью интуитивно понятной цветовой карты, что позволяет быстро выявить дефекты;

4) программное обеспечение Компас-3D для создания 3D моделей и оформления конструкторской документации;

5) рентгенофлуоресцентный спектрометр AXR Terra Scientific Instrument (рисунок 9.6б) для анализа химического состава металлов, сплавов и других материалов деталей и узлов компрессора.

Перед разработкой конструкторской документации от эксплуатирующего предприятия также должна быть дополнительно получена информация о температурных предельных уставках (сигнализация и авария) и марка подаваемого масла с указанием класса вязкости по ISO 3448. Это необходимо, чтобы определить способ и марку наносимого баббитового покрытия: классического Б-83 по 1320-74 или с добавлением Ag и Zn по технологии газопламенного напыления (см. раздел 9.3).



а)



б)

*Рисунок 9.6 – Оборудование для проведения реинжиниринга*

При реинжиниринге определение номинальных размеров усложняется тем, что к точности измерений добавляются допуски размеров, поскольку сканируется деталь, имеющая действительные размеры, отличающиеся от номинальных. Следовательно, суммарные отклонения 3D модели, полученной обработкой сканированных данных, от номинальных размеров деталей могут оказаться выше допустимых значений и оказывать существенное влияние на работу изделия. Например, зазор между упорным подшипником и диском ротора может выйти за пределы допустимых значений. В связи с этим, нужно дополнительно перепроверять изделие на работоспособность за счет оценочных расчетов (например, осевой зазор в двухстороннем УПС с помощью формулы (9.16)) и предварительных испытаний на стендах и при необходимости вносить соответствующие корректировки. Если такая возможность имеется, с целью минимизации рисков рекомендуется сначала изготовить опытную партию.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований решена научно-техническая проблема, заключающаяся в отсутствии обобщенных методов расчета сопряженных термоупругогидродинамических процессов в смазочных слоях подушек и пограничных слоях межподушечных каналов упорного подшипника скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы центробежных и винтовых компрессоров. Установлены закономерности изменения локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик с помощью численных экспериментов разработанной программы Sm2px3Tхт, построенной на основе численной реализации нестационарной периодической термоупругогидродинамической (ПТУГД) математической модели. В ходе диссертационного исследования были получены следующие основные результаты и выводы:

1. Центробежные и винтовые компрессоры нашли широкое применение в различных областях промышленности. Нестационарные переходные процессы, протекающие в центробежных и винтовых КУ и их элементах, играют существенную роль, например, при пуске агрегатов, работе их в установившемся режиме, при переходе с одного режима на другой, остановке. Недостатком компрессоров динамического действия (центробежных или осевых) является склонность к возникновению недопустимых режимов работы, при которых происходит потеря глобальной устойчивости течения газа в системе «компрессор – сеть»: это развитый жесткий помпаж и предшествующий ему вращающийся срыв (мягкий помпаж).

2. В конструкциях линейных одновальных, мультипликаторных и винтовых компрессоров, мультипликаторов и других роторных машин находят применение упорные подшипники скольжения, работающие в режиме жидкостного трения.

3. При помпаже ЦК происходит существенное увеличение силового и температурного воздействия на подушки УПС, которое может достичь предельных значений в смазочных слоях. При этих процессах гидродинамическое давление может превысить предел текучести материала баббита подшипника в месте сочетания максимальных давления и температуры на подушке или привести со време-

нем к усталостному разрушению при повышенных перепадах и длительных циклах изменения давления.

4. Упорные подшипники по конструкции разделяются на два исполнения: с самоустанавливающимися и неподвижными подушками. Большее распространение получили УПС с самоустанавливающимися подушками благодаря сохранению своих оптимальных характеристик при изменении рабочего режима работы. При этом неподвижные подушки облегчают пуск подшипника под нагрузкой благодаря сохранению клиновидности рабочего зазора.

5. Выполнен обзор научно-исследовательских работ известной литературы по изучению статических и динамических режимов работы подшипников скольжения роторного оборудования. Отмечено, что отсутствуют теоретические и экспериментальные исследования локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик упорного подшипника скольжения ЦК и ВК при нестационарных и установившихся режимах работы компрессоров.

6. Наиболее полно тепловые, деформационные и гидродинамические процессы в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника скольжения описывает математическая модель, построенная на основе периодической термоупругогидродинамической (ПТУГД) теории. Ее особенностями являются приближенный учет течения жидкости в межподушечном канале с учетом взаимного теплового влияния соседних подушек, термоупругих деформаций рабочих поверхностей и изменения физических характеристик смазки от температуры во всех трех направлениях.

7. Динамическое нагружение подшипника скольжения можно описать с помощью прямой или обратной задачи. Обратная задача разделяется на линеаризованную постановку с применением коэффициентов жесткости и демпфирования и определением устойчивости движения, и нелинейную постановку, когда совместно решаются уравнения динамики ротора и Рейнольдса для определения гидродинамической реакции смазочного слоя. Если при обратной задаче перемещение ротора определяется по результатам решения, то при прямой задаче напрямую задается форма перемещения упорного диска или шипа ротора, по результатам кото-

рого определяются основные термоупругогидродинамические характеристики подшипника: интегральные и локальные в смазочном и пограничном слоях и твердых элементах (подушка и упорный диск). В настоящей диссертации реализована прямая задача.

8. Разработана обобщенная трехмерная тепловая математическая модель работы упорного подшипника с самоустанавливающимися и неподвижными подушками при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК на основе ПТУГД постановки задачи. Определяющие уравнения ПТУГД модели выведены в нестационарном и дивергентном видах. Модель учитывает трехмерное изменение температуры в смазочном слое подушки и пограничном слое межподушечного канала, несущей подушки и упорном диске ротора компрессора с учетом конвективного переноса при вращении, биения диска и перекоса плоскости подушек подшипника относительно оси ротора из-за погрешностей изготовления и монтажа.

9. Выполнена численная реализация ПТУГД модели при принятых допущениях: рассматривается неподвижная подушка и отсутствие технологических погрешностей. Это приводит к изучению одной подушки и одного пограничного слоя МПК вблизи упорного диска как единого элемента периодичности решения задачи. Предложены и реализованы условия баланса массовых и тепловых потоков смазки в смазочном и пограничном слоях и во всем элементе периодичности на основе уравнений Рейнольдса и неразрывности (сплошности). Результаты численной реализации оформлены в виде двух версий программы: «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» (свидетельство № 2020615227 от 19.05.2020 г.) и «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке обратной линейной и нелинейной задачи» (свидетельство № 2024681330 от 09.09.2024 г.) (см. приложение Г).

10. Проведен анализ термоупругогидродинамических характеристик УПС при циклически изменяющейся осевой нагрузке на нестационарных режимах работы компрессорных машин. При гармоническом перемещении диска в режиме

мягкого помпажа ЦК происходит циклическое изменение несущей способности  $P$ : при уменьшении зазора  $h_2$  несущая способность предсказуемо увеличивается, при увеличении высоты зазора – возрастает. Рабочий режим устанавливается на 2-ом периоде. Наблюдается существенное запаздывание изменения несущей способности по времени при максимальном зазоре, и также образуется острокопечный пик максимума  $P$  при минимальном зазоре.

11. На несущую способность УПС существенное влияние оказывает характер изменения скорости перемещения упорного диска при динамическом нагружении: чем более ломаную кривую имеет скорость  $V_h$ , тем бóльшие пики изменения имеет величина  $P$ , независимо от частоты вращения диска  $n$ . При гармоническом нагружении в режиме мягкого помпажа компрессора происходит плавное изменение несущей способности УПС без резких скачков, а при развитом жестком помпаже резкий характер изменения  $V_h$  приводит к бóльшим скачкам несущей способности.

12. Температурный режим работы УПС при перемещении упорного диска при первых периодах из-за скоротечности процесса и инерционности распространения теплоты практически не изменяется относительно первоначального стационарного нагружения. Максимум температуры смазки  $t_{\max}$  при перемещении диска остается вблизи рабочей поверхности и выходной кромки неподвижной подушки и смещен к внешнему радиусу при  $r = R_2$ . Повышение количества периодов перемещения более десятка приводит к заметному равномерному падению максимума температуры  $t_{\max}$  из-за влияния притока свежей смазки с температурой  $t_0$  из МПК, постепенного отвода теплоты и охлаждения за счет смешивания. При этом также возрастает температура упорного диска  $T_{d,\max}$ , что уменьшает вязкость смазки в рабочем зазоре и тепловыделения. Схожее изменение температуры  $t_{\max}$  представлено в работе [26].

13. Гидродинамические потери мощности на трение УПС за счет вязкого сдвига слоев смазки изменяются в противофазе относительно кривой зазора при перемещении упорного диска (не зависимо от циклической частоты перемеще-



ния  $\Omega$ ). Амплитуда изменения потерь  $N$  имеет более высокий вытянутый пик при минимальном зазоре  $h_2$ , чем при максимальном. Это продиктовано нелинейным характером изменения потерь мощности относительно высоты зазора и вязким сдвигом в процессе выдавливания и наполнения смазкой зазора.

14. В режиме жесткого помпажа ЦК при постановке прямой задачи динамическая составляющая перемещения диска  $y_d$  может быть аппроксимирована пилообразной формой и описана кусочно-ломанными кривыми. Увеличение частоты вращения упорного диска при жестком помпаже приводит к значительно большему возрастанию несущей способности в сравнении с гармоническим изменением.

15. Более высокие значения и резкие колебания нормальной слагаемой скорости перемещения упорного диска  $V_h = \partial h / \partial \tau$  при жестком помпаже в сравнении с гармоническим перемещением приводят в текущий момент времени к возрастанию местного гидродинамического давления и общей несущей способности упорного подшипника.

16. Проведен анализ термоупругогидродинамических характеристик УПС при нестационарных переходных режимах работы компрессорных машин. При пуске компрессора на начальном этапе при  $\tau = 0 \dots 4$  с. для несущей способности  $P$  происходит резкое возрастание (скачок) несущей способности: чем больше скорость роста угловой скорости  $\omega$ , тем выше скачок. В зависимости от интенсивности роста тепловых процессов после скачка далее кривая  $P$  может практически сразу установиться, либо немного возрасти с последующим монотонным понижением и установлением при достижении частоты  $n$  заданного значения. Гидродинамические потери мощности  $N$  при пуске также совершают скачок.

17. По мере увеличения частоты вращения  $n$  и расхода кинетической энергии вращения диска на преодоление потерь на трение общий температурный уровень смазки непрерывно повышается: чем меньше величина зазора  $h_2$  и больше величина угловой скорости диска  $\omega$ , тем более крутой становится кривая увеличения температуры  $t_{\max}$ . Все кривые температуры  $t_{\max}$  при разных зазорах продолжают расти, и процесс теплового установления завершается только после

окончания разгона ротора компрессора.

18. При остановке компрессора плавное снижение угловой скорости  $\omega$  по экспоненте без подвода энергии от вращающегося диска приводит к равномерному падению несущей способности  $P$ : кривые сходятся в единую точку, соответствующую условному состоянию покоя ротора. Тепловые процессы в подшипнике при снижении  $n$  и остановке компрессора постепенно теряют свою интенсивность, но не заканчиваются окончательно с выбегом ротора.

19. Интервал и общая интенсивность снижения максимальной температуры упорного диска  $T_{d\max}$  происходит более замедленно за счет аккумуляирования и отдачи теплоты при прохождении разных участков смазки подшипника при выбеге ротора.

20. При выбеге ротора и одновременном мягком помпаже ЦК в начальный момент времени значения пиков и осредненной величины несущей способности совпадают с периодическим изменением величины  $P$  при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа. При дальнейшем плавном понижении угловой скорости  $\omega$  пиковые и осредненные значения  $P$  начинают снижаться также по экспоненте: особенно это сказывается на максимальном значении  $P$  при минимальном пике высоты зазора.

21. При практически остановившемся роторе ЦК и продолжающемся гармоническом осевом перемещении упорного диска происходит возникновение циклического разрежения на рабочей поверхности подушки, максимум которого нелинейно увеличивается по мере остановки ротора компрессора и стремления несущей способности подшипника  $P \rightarrow 0$ .

22. Дополнительно введен третий ограничивающий работу УПС параметр: функция уязвимости  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau) = \sigma_{-0,2}(T, N_u) - p(r, \varphi, \tau)$ , которая представляет собой разницу между условным пределом текучести и возникающим гидродинамическим давлением на поверхности подушки. Полученное распределение функции  $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$  на рабочей поверхности подушки позволяет определить наиболее уязвимое место, которое возникает из сочетания областей минимального предела текучести при максимальных температуре и давления. При наложении эквиво-

тенциальных кривых распределения температур и давления близость расположения этих областей на рабочей поверхности подушки приводит к минимальному значению экстремума функции  $\min \Delta \sigma(r, \varphi, \tau)$  и, соответственно, запаса надежности работы подушек подшипника и самой компрессорной машины. Локальная область экстремума может привести к вероятному началу разрушения подушек подшипника, что повышает надежность прогнозирования отказов ЦК и ВК при циклически изменяющейся осевой нагрузке на нестационарных и установившихся режимах работы.

23. Для исследуемого УПС с неподвижными подушками значение  $\min \Delta \sigma(r, \varphi, \tau)$  находится в точке вблизи внешней кромки подушки и по угловой протяженности при  $\bar{\varphi} = \varphi / \theta = 0,41 \dots 0,58$ . Это продиктовано тем, что существует большая разница в порядке чисел между величинами предела и давления:  $\sigma_{-0,2} \gg p$ , а изолинии предела фактически повторяют изотермы рабочей поверхности подушки. Эта характерно именно для упорного подшипника из-за особенностей его гидродинамических и тепловых процессов и профилирования рабочей поверхности подушки.

24. Недостаток баббитового материала – невысокая усталостная прочность при циклическом воздействии высокого гидродинамического давления, особенно при толщине покрытия 0,25 мм и более. При условии отсутствия перекосов и погрешностей установки область рабочей поверхности неподвижной подушки УПС вблизи задней кромки на среднем радиусе при  $\bar{r} \approx 0$  и  $\bar{\varphi} = 0,50 \dots 0,60$ , где находится область локального максимума давления  $p_{\max}$ , испытывает при циклическом перемещении диска наибольшие перепады давления. Эти перепады могут достигать  $p_{\max} / p_{\min} = 11$  для исследуемого УПС при разных формах перемещения по мере увеличения частоты вращения диска и уменьшения высоты зазора.

25. С помощью программы Sm2px3Tхт проведен параметрический анализ термоупругогидродинамических характеристик УПС с разным профилированием рабочей поверхности неподвижной подушки при установившихся режимах работы ЦК и ВК. Проведено сравнение с результатами расчета предыдущей версии

программы Sm2px2T. Отдельное внимание уделяется ограничивающим параметрам: минимальной толщине  $h_{\min}$  и максимальной температуре  $t_{\max}$  слоя смазки. Отмечается, что наиболее значительное влияние на характеристики упорного подшипника традиционно оказывает изменение вязкости смазки в зависимости от температуры, выраженное обобщенным рабочим параметром  $\chi$ .

26. Для упорного диска характерно преобладающее влияние конвективного теплообмена за счет вращения (координата  $\bar{\varphi}$ ) по сравнению с кондуктивным теплообменом со смазочным и пограничным слоями в поперечном направлении (координата  $\bar{y}_\partial$ ). Это приводит к осреднению температуры диска в окружном направлении. Упорный диск выполняет функцию теплового аккумулятора, участвуя в перераспределении теплоты при соприкосновении с нагретыми и относительно холодными объемами смазочного и пограничного слоев.

27. Проведен анализ теплового состояния элементов УПС при установившихся режимах работы ЦК и ВК. Рассмотрены физические основы работы подшипника скольжения. Отмечается, что при смешивании свежей смазки МПК с отработанной нагретой смазкой предыдущей подушки формируется температура по высоте зазора на входе в последующую подушку при  $\varphi = 0$ , которая существенно влияет на точность итоговых расчетов. Это смешивание учитывается в ПТУГД модели.

28. Вырабатываемая теплота отводится самой смазкой за счет конвекции при протекании объемов смазки через боковые грани зазора подшипника; часть этого тепла отводится посредством теплопроводности при контакте с поверхностями подушки и упорного диска. Влияние кондуктивного теплообмена наиболее явно проявляется при возрастании частоты вращения диска, но его доля относительно конвективного теплообмена изменяется незначительно при изменении высоты зазора: при численных экспериментах сохраняется около 18 %.

29. Выделение теплоты при диссипации механической энергии в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника зависит от частоты вращения диска, величины рабочего зазора, температуры и непосредственно вязкости подаваемого масла (класс вязкости). Это приводит к существенному возрастанию потерь мощ-

ности на трение за счет вязкого сдвига слоев смазки в подшипнике. Максимальная температура смазки  $t_{\max}$  существенно возрастает с увеличением окружной скорости вращения упорного диска (при экспериментах на 201 %), а уменьшение зазора приводит к увеличению температуры при тех же условиях только на 34 %.

30. На температурный режим работы упорного подшипника существенное влияние оказывает класс вязкости подаваемого масла: рассмотрены масла классов вязкости ISO VG 32 и VG 46. Отмечается, что масло класса вязкости ISO VG 46 рекомендуется использовать при низких частотах вращения ротора компрессора, когда не столь велики потери мощности на трение и общий низкий температурный режим работы.

31. Максимум температуры подушки  $T_{p.\max}$  значительно выше максимума температуры упорного диска  $T_{d.\max}$ . Это продиктовано большими тепловыми потерями вблизи неподвижной рабочей поверхности подушки из-за слабой локальной конвекции, что приводит к локальному нагреву тела подушки. Температура на рабочей поверхности диска  $T_{d.\max}$  при этом за счет непрерывного теплообмена со смазкой при вращении осредняется и зависит от окружной скорости  $V_d = \omega \cdot r$ , где радиус  $r \neq \text{const}$ .

32. Подтверждается, что наиболее приемлемой величиной температуры подачи смазки в МПК является  $t_0 = 35 \dots 45$  °С, при которой остаются относительно невысокими максимальные температуры смазки, подушки, упорного диска и общее распределение температур смазки в подшипнике и, как следствие, повышенная несущая способность.

33. Проведены оценки погрешности численного эксперимента программы Sm2px3Tхт и ПТУГД модели путем сравнения результатов расчета оформленной программы расчетов с другими программами: 1) инженерной методикой расчета, 2) иностранной программой (США), 3) предыдущей версией Sm2px2Т. При этом при анализе применены две модификации условий втекания свежей смазки в пограничный слой из ядра МПК программы Sm2px3Tхт.

34. Наиболее полноценно изменение режима работы УПС учитывает про-

грамма Sm2px3Tхт с граничным условием втекания охлажденной смазки для уравнения движения жидкости для вычисления скорости  $V_y$  через условную границу при  $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ,  $y = h$ . В этом случае результаты расчета наиболее приближены к инженерной методике расчета по монографии Хадиева М. Б. и Хамидуллина И. В. [18].

35. Спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд с современным информационно-измерительным комплексом, предназначенный для моделирования условий работы и изучения упорного подшипника скольжения компрессора. Стенд представляет собой воздушную одноступенчатую центробежную компрессорную установку мультипликаторного типа.

36. Экспериментальные исследования подтверждают адекватность разработанной ПТУГД модели с возможностью изучения динамических режимов работы УПС компрессора, положенной в основу разработанной программы Sm2px3Tхт. Сравнение экспериментальных данных работы упорного подшипника в составе центробежного компрессора и результатов численных расчетов при разных частотах вращения ротора и условии втекания свежей смазки позволяет судить о достаточной сходимости экспериментальных и расчетных данных. Сравниваются распределение гидродинамического давления (расхождение в результатах составило не более 14,52 %), температур подушки и потерь мощности при разных частотах вращения.

37. Рассмотрена усовершенствованная инженерная методика расчета односторонних и двухсторонних УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК с помощью программы Sm2px3Tхт (см. приложение Д). Приведены рекомендации к проектированию, конструктивному оформлению, выбору материалов и технические требования к изготовлению, направленные на совершенствование конструкции упорных подшипников скольжения ЦК и ВК. Описаны опыт промышленного освоения и проведение реинжиниринга этих подшипников в отечественных и иностранных компрессорах. С целью повышения надежности работы УПС с неподвижными подушками при переменной осевой нагрузке на нестационарных режимах работы компрессорной машины в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б.

Шнеппа» (Группа ГМС) в соавторстве разработана конструкция подшипника, обеспечивающая стабильную работу при динамическом нагружении, на которую в Роспатенте получен патент на изобретение [72] (см. приложение В).

38. Полученные в настоящей диссертации результаты внедрены в учебный процесс кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» (см. акт в приложении Е). Разработанная программа расчетов «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» используется бакалаврами и магистрами кафедры НКТТ при выполнении курсовых проектов и ВКР. Результаты расчета программы Sm2px3Tхт использованы при проведении реинжиниринга упорных и опорно-упорных подшипников скольжения иностранных компрессоров Siemens, Lufkin, Ingersoll Rand, Hitachi, Sundyne, Nuovo Pignone в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС) (см. акт в приложении Е). Рассчитанные на исходные нагрузки с помощью программы Sm2px3Tхт и спроектированные автором диссертации двухсторонние УПС с неподвижными подушками успешно внедрены в мультипликаторные центробежные компрессорные установки на предприятиях АО «Газпромнефть-ОНПЗ» и АО «ТАНЕКО» (ПАО «Татнефть») (см. акты в приложении Е).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 28567-90 Компрессоры. Термины и определения. – М. : Стандартиформ, 2005 – 20 с.
2. Селезнев, К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. С. Подобуев, С. А. Анисимов. – Л. : Машиностроение. – 1968. – 408 с.
3. Хисамеев, И. Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов. – Казань : Изд-во «Фэн», 2000. – 638 с.
4. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов, Г. С. Баткис, Я. З. Гузельбаев. – Казань : Изд-во «ФЭН». – 2010. – 671 с.
5. Селезнев, К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л. : Машиностроение. – 1982. – 271 с.
6. Веселовский, В. И. Помпаж в центробежном компрессоре / В. И. Веселовский // В кн. Центробежные компрессорные машины. – М. : Машгиз, 1966. – С. 45-60.
7. Gravdahl, J. T. Compressor surge and rotating stall. Modeling and control / J. T. Gravdahl, O. Egeland. – Springer, London, 1999. – 225 p. DOI: 10.1007/978-1-4471-0827-6.
8. Одноступенчатая центробежная компрессорная установка: практикум / Н. В. Соколов, М.Б. Хадиев, Т. В. Максимов, В. А. Футин. – Казань : КНИТУ, 2019. – 152 с.
9. Доброхотов, В. Д. Центробежные нагнетатели природного газа / В. Д. Доброхотов. – М.: Изд-во «Недра», 1972. – 128 с.
10. Гузельбаев, Я. З. Некоторые особенности динамических свойств центробежных компрессорных установок и сети / Я. З. Гузельбаев // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – № 2. – С. 8-11.
11. Колесинский, Л. Д. Исследование процессов развития вращающегося срыва в осевом компрессоре после нарушения газодинамической устойчивости / Л. Д. Колесинский // Ученые записки ЦАГИ. – 2008. – № 1-2. – С. 92-98.
12. Колесинский, Л. Д. Анализ протекания нестационарных явлений в многоступенчатом осевом компрессоре, работающем в системе стенда, при



помпаже / Л. Д. Колесинский, О. В. Макашева // Ученые записки ЦАГИ. – 2008. – № 4. – С. 46-59.

13. Хадиев, Механизм помпажа в центробежных компрессорах / М. Б. Хадиев, Н. Х. Зиннатуллин, И. М. Нафиков // Вестник Казанского технологического университета. – № 8. – 2014. – С. 262-266.

14. Sparks, C. R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems / C. R. Sparks // Journal of Engineering for Power. – 1983. – no. 105(4). – pp. 891-901. DOI: 10.1115/1.3227498.

15. Greitzer, E. M. Surge and rotating stall in axial flow compressors. Part I: Theoretical compression system model / E. M. Greitzer // Journal of Engineering for Power. 1976. – no. 98(2). – pp. 190-198. DOI: 10.1115/1.3446138.

16. Greitzer, E. M. Surge and rotating stall in axial flow compressors. Part II: Experimental results and comparison with theory / E. M. Greitzer // Journal of Engineering for Power. – 1976. – no. 98(2). – pp. 199-217. DOI: 10.1115/1.3446139.

17. Measurement and prediction of centrifugal compressor axial forces during surge – Part I: Surge force measurements / K. Brun, S. Simons, R. Kurz, M. Pinelli // ASME. Journal of engineering for gas turbines & power. – 2018. – no. 140(1), 012601. DOI: 10.1115/1.4037662. DOI: 10.1115/GT2017-63061.

18. Хадиев, М. Б. Компрессоры в технологических процессах. Расчет подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров: монография / М. Б. Хадиев, И. В. Хамидуллин. – Казань : КНИТУ, 2021. – 260 с.

19. Соколов, Н. В. Осевые перемещения упорного диска при переменных режимах работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, Т. В. Максимов // МНТК «ИМТОМ-2018». Ч. 2. – Казань, 2018. – С. 99-103.

20. Характер осевых колебаний ротора при переменных режимах работы центробежной компрессорной установки / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, А. Л. Хавкин, И. Ф. Хуснутдинов // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – № 4. – С. 29-32. EDN: OCFISJ.

21. Нечаев, Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Часть 1 / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. – М. : Машиностроение. – 1977. – 312 с.

22. He, M. Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling / M. He, J. M. Byrne // Asia Turbomachinery and Pump Symposium, 2018. – pp. 1-26.

23. Ямпольский, С. Л. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работоспособность упорных подшипников турбин, методы контроля их работы и защиты от аварийных повреждений / С. Л. Ямпольский // Энергомашиностроение. – 1965. – № 7. – С. 17-22.
24. Zeidan, F. Y. Fluid film bearing fundamentals and failure / F. Y. Zeidan, B. S. Herbage // Proceedings of the 20th Turbomachinery Symposium. – 1991. – pp. 161-186.
25. Хрущов, М. М. Усталость баббитов / М. М. Хрущов. – М.-Л. : Изд-во АН СССР, 1943. – 140 с.
26. Сережкина, Л. П. Осевые подшипники мощных паровых турбин / Л. П. Сережкина, Е. И. Зарецкий. – М. : Машиностроение. – 1988. – 176 с.
27. Максимов, В. А. Основы триботехники и герметологии: учебник / В. А. Максимов, Г. С. Баткис. – Титул-Казань, 2007. – 312 с.
28. Петросян, Г. Г. Современное состояние и направления развития мультипликаторных центробежных компрессоров общего назначения / Г. Г. Петросян, В. М. Шишкин, А. Х. Сафин. – М. : ЦИНТИхимнефтемаш, серия ХМ-5, 1986. – 52 с.
29. Подшипники скольжения мультипликаторных центробежных компрессоров / Н. В. Соколов, И. В. Ферафонов, Ф. Г. Гильмутдинов, М. Б. Хадиев // Компрессорная техника и пневматика. – 2017. – № 3. – С. 34-38. EDN: YMYMWA.
30. Анисимов, С. А. Унификация терминологии и обозначений параметров в области компрессорных машин / С. А. Анисимов // Материалы 1-ой ВНТК «Компрессорные и вакуумные машины». – М. : ЦИНТИхимнефтемаш, серия ХМ-5, вып. 2, 1968. – С. 100-108.
31. Пospelов, Г. А. Объемные компрессоры. Атлас конструкций / Г. А. Пospelов. – М. : Машиностроение, 1994. – 120 с.
32. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Г. Хисамеев, Р. М. Галиев. – Казань : Изд-во «ФЭН», 1998. – 290 с.
33. Туруновский, В. М. Высокоскоростные мультипликаторы компрессорных установок / В. М. Туруновский, И. В. Ферафонов, В. А. Максимов. – Казань : изд-во «Слово», 2008. – 255 с.

34. Пронин, В. А. Тенденции развития компрессорной техники / В. А. Пронин // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2014. – № 1. – С. 9-16.
35. Соколов, Н. В. Компрессоры в технологических процессах. Смазочные материалы: учебное пособие / Н. В. Соколов, С.Н. Кузовова. – Казань : КНИТУ, 2021. – 108 с.
36. Камерон, А. Теория смазки в инженерном деле / А. Камерон. – М. : Машгиз, 1962. – 296 с.
37. Хадиев, М. Б. Исследование и расчет гидродинамических упорных подшипников с неподвижными подушками : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Хадиев Муллагали Бариевич. – Казань, 1979. – 309 с.
38. Орлов, П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 2. Изд. 2-е, перераб. и доп. / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение. – 1977. – 574 с.
39. Каррай. Тепловой клин в пленке смазки упорных подшипников с параллельными поверхностями / Каррай, Броклей, Дворак // Теоретические основы инженерных расчетов. – М. : Изд-во «Мир», 1965. – № 4. – С. 6-15.
40. Dadouche, A. Hydrodynamic fixed geometry thrust bearings / A. Dadouche, M. Fillon, S. M. DeCamillo. – Springer Science + Business Media New York: Encyclopedia of Tribology. – 2013. – pp. 1718-1729. DOI: 10.1007/978-0-387-92897-5.
41. Gersdorfer, O. Gleitaxiallagerringe werden genormt / O. Gersdorfer // Ind. Anz. – 1966. – 88, no. 78. – pp. 1729-1733 (см. также экспресс-информацию: Детали машин, 1966. – № 46).
42. Gersdorfer, O. Genormte Gleit-Axiallagerringe fur die Antriebstechnik. / O. Gersdorfer // Antriebstechnik. – 1966. – 5, no. 11. – pp. 403-407, 382 (см. также экспресс-информацию: Детали машин, 1967. – № 20).
43. Хадиев, М. Б. Изготовление подпятников с плоскоклиновой рабочей поверхностью. Информационный листок № 375-74 / М. Б. Хадиев, В. А. Максимов. – Казань : Татарский ЦНТИ. – 4 с.
44. Левит, Г. А. Гидродинамический расчет направляющих прямолинейного и кругового движения / Г. А. Левит // Станки и инструмент, 1958. – № 9. – С. 5-27.
45. Разработка и утверждение СТП «Упорные подшипники винтовых

компрессоров. Типы, основные параметры и размеры» / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев, Л. С. Юхневич. – Казань : СКБ по компрессоростроению, технический отчет № 1214-78, 1978. – 65 с.

46. СТП 0502-227-78. Упорные подшипники винтовых компрессоров. Типы, основные параметры и размеры / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев, И. В. Хамидуллин [и др.]. – Казань : СКБ по компрессоростроению, 1978. – 17 с.

47. Алехин, А. В. Несущая способность и динамические характеристики упорных подшипников жидкостного трения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / Алехин Андрей Викторович. – Орел, 2005. – 23 с.

48. Применение мультипликаторных компрессорных установок для сжатия топливного газа и работы в холодильных системах / Ю. В. Арефьев, В. Б. Дубинин, Р. Р. Ибатуллин [и др.] // Труды XVII МНТК по компрессорной технике. – Казань : Изд-во «Слово», 2017. – С. 203-211.

49. Применение мультипликаторных компрессорных установок в холодильных системах / Ю. В. Арефьев, В. Б. Дубинин, Р. Р. Ибатуллин [и др.] // Труды XVII МНТК по компрессорной технике. – Казань : Изд-во «Слово», 2017. – С. 283-287.

50. Селезнев, К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 271 с.

51. Баткис, Г. С. Экспериментальное исследование высокоскоростных упорных подшипников скольжения центробежных компрессорных машин / Г. С. Баткис, В. А. Максимов // Вестник машиностроения. – 1972. – № 6. – С. 32-34.

52. Кантюков, Р. Р. Компрессоры в технологических процессах: Компрессорные установки и газоперекачивающие агрегаты: учебник / Р. Р. Кантюков, М. Б. Хадиев, И. В. Хамидуллин; КНИТУ. – СПб. : Эко-Вектор, 2018. – 191 с.

53. Максимов, В. А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин / В. А. Максимов, Г. С. Баткис. – Казань. : Изд-во «Фэн», 1998. – 429 с.

54. СТП 26-05-02-203-73 Подшипники скольжения. Типы, конструкция, основные размеры и параметры / В. А. Максимов, Г. С. Баткис, М. Б. Хадиев [и др.]. – Казань, СКБ по компрессоростроению, 1973. – 27 с.

55. Автор. свид-во № 507715 СССР, МПК F16C 17/06. Упорный подшипник скольжения : № 2016606/25-27 : заявл. 17.04.74 : опубл. 25.03.76 / Баткис Г. С., Сидоров В. П., Петросян Г. Г. – 7 с.

56. Подольский, М. Е. Упорные подшипники скольжения: Теория и расчет / М. Е. Подольский. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. – 261 с.

57. Патент № 2305212 Российская Федерация, МПК F16C 17/04 (2006.01), F16C 17/06 (2006.01), F01D 25/16 (2006.01). Рычажная выравнивающая система упорного подшипника : № 2005137006/11 : заявл. 29.11.2005 : опубл. 27.08.2007 / Марцинковский В. С., Филоненко Ю. С., Кучеренко В. Н. – 4 с.

58. Патент № 2020307 Российская Федерация, МПК F16C 17/04. Упорный подшипник : № 4930130/27 : заявл. 22.04.1991 : опубл. 30.09.1994 / Лауфер М. Я., Кучеренко Д. Е. – 5 с.

59. Патент № 2368819 Российская Федерация, МПК F16C 17/04 (2006.01), F16C 33/10 (2006.01), F04D 29/04 (2006.01). Упорный подшипник турбомашин : № 2008131096/11 : заявл. 28.07.2008 : опубл. 27.09.2009 / Жуков В. С., Иванов С. Н., Жуков С. В. – 11 с.

60. Патент № 2552768 Российская Федерация, МПК F16C 17/06 (2006.01). Двухнаправленный упорный подшипник со смещенной осью наклона сегментов : № 2011153220/11 : заявл. 04.06.2010 : опубл. 10.06.2015 / Зейдан Ф. Й. – 21 с.

61. Микула. Сравнение методов смазки упорных подшипников с качающимися подушками / Микула, Грегори // Проблемы трения и смазки. – 1983. – № 1. – С. 28-38.

62. Микула. Упорный подшипник с канавками на передних кромках качающихся подушек / Микула // Проблемы трения и смазки. – 1985. – № 3. – С. 103-11.

63. Справочник по триботехнике. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – Т. 2. – М. : Машиностроение. Варшава: ВКЛ., 1990. – 411 с.

64. Патент № 2301361 Российская Федерация, МПК F16C 17/08 (2006.01), F16C 27/08 (2006.01). Быстроходный подпятник : № 2005130738/11 : заявл. 05.10.2005 : опубл. 20.06.2007 / Байбородов Ю. И., Орехов В. Г., Назаренко Д. К. – 6 с.

65. Патент № 2376505 Российская Федерация, МПК F16C 17/04 (2006.01), F04D 29/04 (2006.01). Упорный подшипник скольжения для валов погружных центробежных электронасосов : № 2007124964/11 : заявл. 02.07.2007 : опубл. 10.01.2009 / Белоконь И. И., Стеценко Ю. Н. – 14 с.

66. Ямпольский, С. Л. Экспериментальные исследования работоспособности и надежности упорных подшипников турбоагрегатов : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Ямпольский Семен Львович. – Калуга, 1966. – 39 с.

67. Патент № 2088816 Российская Федерация, МПК F16C 33/10, F16C 17/04. Упорный подшипник скольжения : № 93013736/28 : заявл. 17.03.1993 : опубл. 27.08.1997 / Ульянов А. Г., Шишкин Ю. П., Арон А. В., Абрамова Г. Г. – 6 с.

68. Патент № 2560202 Российская Федерация, МПК F16C 17/04 (2006.01), F16C 33/12 (2006.01). Упорный подшипник жидкостного трения (варианты) : № 2014122215/11 : заявл. 30.05.2014 : опубл. 20.08.2015 / Люленков В. И., Полищук С. В., Гудимова Л. Н., Орлик А. Н. – 9 с.

69. Патент № 2505719 Российская Федерация, МПК F16C 17/08 (2006.01), F16C 25/04 (2006.01). Упорный подшипник скольжения : № 2012131993/11 : заявл. 26.07.2012 : опубл. 27.01.2014 / Баткис Г. С., Новиков Е. А., Хайсанов В. К., Лившиц Н. М., Соколов Н. В. – 7 с.

70. Патент № 2676204 Российская Федерация, МПК F16C 17/04 (2006.01). Упорный подшипник скольжения : № 2018113071 : заявл. 11.04.2018 : опубл. 26.12.2018 / Паранин Ю. А., Паранина О. Ю. – 10 с.

71. Максимов, В. А. Упруго-демпферные опоры высокооборотных роторов турбомашин с подшипниками скольжения / В. А. Максимов // Вестник машиностроения. – № 1. – 2005. – С. 36-40.

72. Патент № 2538494 Российская Федерация, МПК F16C 17/08 (2006.01), F16C 25/04 (2006.01). Упорный подшипник скольжения с неподвижными подушками : № 2013135494/11 : заявл. 29.07.2013 : опубл. 10.01.2015 / Новиков Е. А., Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Хайсанов В. К. – 9 с.

73. Патент № 2688550 Российская Федерация, МПК F16C 17/03 (2006.01), F16C 25/04 (2006.01). Опорный подшипник скольжения : № 2018132113 : заявл. 07.09.2018 : опубл. 21.05.2019 / Соколов Н. В., Хамидуллин И. В., Хадиев М. Б., Максимов Т. В. – 11 с.

74. Максимов, В. А. Экспериментальные исследования радиальных подшипников с самоустанавливающимися подушками, опирающимися на упругие стержни / В. А. Максимов, Г. С. Баткис, В. К. Хайсанов // Вестник машиностроения. – № 11. – 2003. – С. 27-29.

75. Патент № 2842374 Российская Федерация, МПК F16C 17/03 (2006.01). Опорный подшипник скольжения : № 2024120101 : заявл. 15.07.2024 : опубл. 25.06.2025 / Хамидуллин И. В., Хадиев М. Б., Соколов Н. В., Максимов Т. В., Калимуллин Ф. А. – 13 с.

76. Нельсон. Радиальный подшипник с самоустанавливающимися вкладышами, снабженными жидкостными опорами / Нельсон, Холлингсворт // Проблемы трения и смазки. – 1977. – № 1. – С. 127-134.

77. Проектирование радиальных подшипников скольжения с вкладышами на гидростатическом подвесе / В. С. Марцинковский, В. И. Юрко, В. Б. Тарельник, Ю. С. Филоненко // Ремонт и модернизация компрессорного и насосного оборудования химических производств : Сборник докладов участников семинара «ЭККОН-11» XIII МНТК «Гервикон-2011». Под ред. В. С. Марцинковского. – Сумы : СумГУ, 2011. – С. 172-185.

78. Компрессорное машиностроение. Обзорная информация: Тенденции развития турбокомпрессоров для нефтяной и газовой промышленности / А. И. Апанасенко, Г. Н. Зиневич, Л. В. Черепов [и др.]. – М. : ЦИНТИхимнефтемаш, серия ХМ-5, 1988. – 73 с.

79. Максимов, В. А. Оптимизация гидродинамических упорных подшипников типа Митчела / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев, Р. М. Галиев // Вестник машиностроения. – 2012. – № 1. – С. 31-39.

80. Петров, Н. П. Гидродинамическая теория смазки. Избранные работы. Редакция и комментарии академика Л. С. Лейбензона / Н. П. Петров. – Изд-во АН СССР, 1949. – 556 с.

81. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М. В. Коровчинский. – М. : Машгиз, 1959. – 405 с.

82. Чернавский, С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – М. : Машгиз, 1963. – 244 с.

83. Динамические испытания упорного подшипника скольжения в центробежном компрессоре с полуоткрытым рабочим колесом / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, В. А. Футин // Вестник машиностроения. – № 1. – 2017. – С. 28-32.

84. Испытания упорного подшипника скольжения с параллельным межподушечному каналу скосом в центробежном компрессоре / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, Т. В. Максимов, В. А. Футин // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – № 7. – С. 239-244.

85. Гидродинамическая теория смазки. Сборник статей под ред. и с дополнит. статьями проф. Л. С. Лейбензона / Н. П. Петров, О. Рейнольдс, А. Зоммерфельд [и др.]. – Москва, Ленинград : Гос. техн.-теоретич. изд-во, 1934. – 575 с.

86. Де Гурин, Д. Экспериментальное исследование трех типов упорных подшипников скольжения, предназначенных для тяжелых условий работы / Д. Де Гурин, Л. Ф. Холл // В кн. : Международная конференция по смазке и износу машин (Лондон, 1957). – М. : Машгиз, 1962. – С. 124-131.

87. Трифонов, Е. В. Температурный режим упорного подшипника паровой турбины и надежность его работы / Е. В. Трифонов, С. Л. Ямпольский // Электрические станции. – 1958. – № 3.

88. Попович, З. Исследование упорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками / З. Попович // Журнал института проточных машин ПАН в Гданьске. – 1969. – № 42-44. – С. 465-476.

89. Баткис Г. С. Экспериментальное исследование высокоскоростных подшипников скольжения с самоустанавливающимися колодками для ЦКМ / Г. С. Баткис, В. А. Максимов, В. П. Сидоров // Тезисы докладов IV Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Сумы. – 1974. – С. 39-40.

90. Хадиев, М. Б. Гидродинамический расчет подпятников с плоско-клиновой рабочей поверхностью / М. Б. Хадиев, В. А. Максимов // Вестник машиностроения. – 1977. – № 1. – С. 13-17.

91. Хадиев, М. Б. Термоупругогидродинамическое (ТУГД) исследование и расчет характеристик подпятников с неподвижными подушками / М. Б. Хадиев, В. А. Максимов, М. М. Карчевский // Машиноведение. – 1979. – № 5. – С. 90-98.

92. Усков, М. К. Гидродинамическая теория смазки: этапы развития,



современное состояние, перспективы / М. К. Усков, В. А. Максимов. – М. : Наука, 1985. – 143 с.

93. Ханович, М. Г. Опоры жидкостного трения и комбинированные / М. Г. Ханович. – М. : Машгиз, 1960. – 272 с.

94. Яновский, М. И. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин / М. И. Яновский. – М. ; Л. : Изд-во АН СССР, 1947. – 523 с.

95. Койн, Н. Условия разрыва смазочной пленки. Ч. I. Теоретическая модель / Н. Койн, Г. Элрод // Проблемы трения и смазки. – 1970. - №3. - С. 79.

96. Койн, Н. Условия разрыва смазочной пленки. Ч. II. Новые граничные условия для уравнения Рейнольдса / Н. Койн, Г. Элрод // Проблемы трения и смазки. – 1971. – №1. – С. 149-160.

97. Элрод, Г. Алгоритм расчета зоны кавитации / Г. Элрод // Проблемы трения и смазки. – 1981. – №3. – С. 28-32.

98. Этсион. Экспериментальное исследование распределения давлений в зоне кавитаций радиального гидродинамического подшипника скольжения / Этсион, Людвиг. – Экспресс-информ «Детали машин», М. : ВИНТИ, 1983. – С. 1-8.

99. Токарь, И. Я. Проектирование и расчет опор трения / И. Я. Токарь. – М. : Машиностроение, 1971. – 168 с.

100. Столбовой, А. С. Подпятник с окружным и радиальным уклонами рабочих поверхностей / А. С. Столбовой // В сб.: Гидравлические машины. – Харьков : ХГУ им. А. М. Горького, 1971. – № 4. – С. 115-118.

101. Киркач, Н. Ф. Тепловой расчет высокоскоростных гидродинамических подпятников / Н. Ф. Киркач, А. С. Столбовой // В сб.: Энергетическое машиностроение. – Харьков : ХГУ им. А. М. Горького, 1973. – № 15. – С. 101-106.

102. Boswall R. O. The Theory of film lubrication / R. O. Boswall. – London, UK : Longmans, Green and Co., 1928. – pp. 141-158.

103. Neal P. B. Analysis of the taper-land bearing pad / P. B. Neal // Journal Mechanical Engineering Science. – 1970. – Vol. 12, no. 2. – pp. 73-84.

104. Cope W. F. The hydrodynamical theory of lubrication / W. F. Cope // Proceedings of the Royal Society A. – 1949. – Vol. 197. – pp. 201-217. DOI: 10.1098/rspa.1949.0059.

105. Коул, Д. А. Экспериментальное исследование влияния температуры на работу опорных подшипников скольжения / Д. А. Коул // В кн. : Международная конференция по смазке и износу машин (Лондон, 1957). – М. : Машгиз, 1962. – С. 108-113.

106. Джиоглу, Б. Соотношение между температурой, вязкостью и трением в быстровращающихся подшипниках скольжения / Б. Джиоглу // В кн. : Проблема пограничного слоя и вопросы теплопередачи. – М. : Тосэнергоиздат, 1960. – С. 199-216.

107. Hunter W. B. Effect of the temperature variations across the lubricant films in the theory of hydrodynamic lubrication / W. B. Hunter, O. C. Zienkiewicz // Journal of Mechanical Engineering Science. – 1960. – Vol. 2. – pp. 52-58.

108. Motosh N. Der wärmeaustausch zwischen Ölschicht und Metallflächen in einem Gleitlager unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Ölviskosität / N. Motosh // Ingr. Arch. – 1964. – Bd. 33, no 3. – S. 149-161. DOI: 10.1007/BF00531455.

109. Christensen H. Failure by collapse of hydrodynamic oil films / H. Christensen // Wear. – 1972. – 22, no. 3. – pp. 359-366.

110. Подольский, М. Е. К гидродинамике неизотермического смазочного слоя / М. Е. Подольский // Известия АН СССР. Механика твердого тела. – 1965. – № 2. – С. 26-32.

111. Подольский, М. Е. Некоторые вопросы теплообмена в упорных подшипниках скольжения / М. Е. Подольский // Машиноведение. – 1966. – № 4. – С. 94-106.

112. Подольский, М. Е. К вопросу о температурном поле смазочного слоя в упорных подшипниках скольжения / М. Е. Подольский // В кн. : Развитие гидродинамической теории смазки. – М. : Наука, 1970. – С. 89-104.

113. Подольский, М. Е. Тепловой расчет упорных подшипников скольжения с учетом теплообмена в межподушечном канале / М. Е. Подольский // Машиноведение. – 1972. – № 4. – С. 95-101.

114. Подольский, М. Е. К расчету температурного поля смазочного слоя при наличии бокового истечения и теплоотдачи в стенки / М. Е. Подольский // В кн. : Контактно-гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике. – Куйбышев : КуАИ, 1973, вып. 1. – С. 131-139.

115. Подольский, М. Е. Основы теории подшипников скольжения. Упорные подшипники / М. Е. Подольский // В кн. : Редукторы энергетических машин: Справочник; Под общ. ред. Ю. А. Державца. – Л. : Машиностроение, Ленинг. отделение, 1985. – С. 177-200, 208-210.

116. Баткис, Г. С. Исследования высокоскоростных упорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками центробежных компрессорных машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Баткис Григорий Семенович. – Казань, 1979. – 231 с.

117. Баткис, Г. С. Расчет двусторонних упорных подшипников скольжения высокоскоростных центробежных компрессорных машин / Г. С. Баткис, В. А. Максимов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1978. – №1. – С. 10-13.

118. Баткис, Г. С. Методы расчета, экспериментальные исследования и внедрение высокоскоростных опор жидкостного трения в центробежных компрессорах : дис. ... д-ра техн. наук : 01.02.05, 05.04.06 / Баткис Григорий Семенович. – Казань, 2002. – 362 с.

119. Хадиев, М. Б. Исследование и расчет гидродинамических упорных подшипников с неподвижными подушками : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Хадиев Муллагали Бариевич. – Казань, 1979. – 309 с.

120. Хамидуллин, И. В. Исследование и расчет опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками центробежных компрессоров : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Хамидуллин Ильдар Вагизович. – Казань, 1983. – 228 с.

121. Максимов, В. А. Расчет опорных подшипников с самоустанавливающимися подушками высокоскоростных турбомашин / В. А. Максимов, И. В. Хамидуллин // Энергомашиностроение. – 1979. – № 2. – С. 15-18.

122. Баткис, Г. С. Опорные подшипники скольжения с самоустанавливающимися колодками для высокоскоростных ЦКМ / Г. С. Баткис, В. А. Максимов // Энергомашиностроение. – 1976. – № 11. – С. 4-6.

123. Можанов, В. В. Влияние тепловых эффектов на характеристики многоцентровых опор скольжения жидкостного трения : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.02.04 / Можанов Виктор Викторович. – Калинин, 1985. – 18 с.

124. Максимов, В. А. Расчет подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками высокоскоростных центробежных компрессоров: методические указания / В. А. Максимов. – Казань : КХТИ, 1982. – 24 с.

125. Савин, Л. А. Теоретические основы расчета и динамика подшипников скольжения с парожидкостной смазкой : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 01.02.06 / Савин Леонид Алексеевич. – Орел, 1998. – 46 с.

126. Моделирование гидромеханических систем: сборник научных трудов научно-методического семинара. Под общ. ред. д.т.н., проф. Л. А. Савина. – Орел : ГУ-УНПК, 2014. – 132 с.

127. Савин, Л. А. Энергетические потери в подшипниках жидкостного трения при смазке двухфазной кипящей средой / Л. А. Савин, А. В. Сытин, В. О. Тюрин // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2016. – № 11. – С. 20-30.

128. Соломин, О. В. Разработка методов и инструментальных средств динамического анализа роторных систем с подшипниками жидкостного трения : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 01.02.06 / Соломин Олег Вячеславович. – Орел, 2007. – 39 с.

129. Корнеев, А. Ю. Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения / А. Ю. Корнеев, Л. А. Савин, М. М. Ярославцев // Вестник машиностроения. – 2010. - № 3. – С. 25-29.

130. Корнеев, А. Ю. Влияние фазового состояния смазочного материала на статические характеристики конических подшипников скольжения / А. Ю. Корнеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 3. – С. 10-15.

131. Корнеев, А. Ю. Конические подшипники жидкостного трения: методология расчета и динамический анализ : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / Корнеев Андрей Юрьевич. – Тула, 2016. – 45 с.

132. Поляков, Р. Н. Основы теории и методология расчета комбинированных опор роторов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / Поляков Роман Николаевич. – Орел, 2017. – 44 с.

133. Бабин, А. Ю. Статические и динамические характеристики упорных гидродинамических подшипников при смазке средами сложной реологии / А. Ю.

Бабин, А. В. Корнаев, Л. А. Савин // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. – 2018. – № 1. – С. 81-89.

134. Корнаев, А. В. Моделирование течений сред сложной реологии в тонких каналах гидромеханических систем : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.18 / Корнаев Алексей Валерьевич. – Тамбов, 2018. – 36 с.

135. Токарь, И. Я. Неизотермическая задача смазки упорных подшипников с учетом теплоотвода в тело подушки / И. Я. Токарь, И. В. Сайчук // Машиноведение. – 1973. – №1. – С. 78-83.

136. Тахара. Принудительное охлаждение подшипников скольжения с переменным зазором / Тахара // Проблемы трения и смазки. – 1968. – № 4. – С. 315-324.

137. Детинко, Ф. М. Изменение температуры поперек масляной пленки и отвод тепла в подушку подпятников / Ф. М. Детинко, М. С. Жихаревич // В кн. : Развитие гидродинамической теории смазки. – М. : Наука, 1970. – С. 137-146.

138. Детинко, Ф. М. К расчету температурного поля в подушке подпятника гидрогенератора / Ф. М. Детинко, М. С. Жихаревич // Машиноведение. – 1972. – № 2. – С. 80-86.

139. Эззат. Исследование термогидродинамических характеристик ползунов конечной ширины / Эззат, Роде // Проблемы трения и смазки. – 1973. – № 3. – С. 37-46.

140. Эззат. Нестационарные термогидродинамические характеристики ползунов конечной ширины / Эззат, Роде // Проблемы трения и смазки. – 1974. – № 3. – С. 13-19.

141. Хюбнер. Расчет давления и температуры в упорных подшипниках, работающих в термогидродинамическом турбулентном режиме / Хюбнер // Проблемы трения и смазки. – 1974. – № 1. – С. 64-75.

142. Hall, P. W. Thermo-hydrodynamic analysis of the finite slider pad-adiabatic conditions / P. W. Hall, P. B. Neal // International Journal of Mechanical Sciences. – 1975. – Vol. 17, on. 1. – pp. 59-71.

143. Ильинов, В. Л. Грузоподъемность и динамические характеристики радиальных подшипников скольжения, смазываемых водяным конденсатом :

автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / Ильинов Виталий Леонидович. – Орел, 2007. – 19 с.

144. Савин, Л. А. Математическая модель и алгоритм расчета лепесткового газодинамического подшипника / Л. А. Савин, А. В. Сытин, Д. И. Федоров // Известия ОрелГТУ. Серия «Информационные системы и технологии». – 2007. – № 4. – С. 243-250.

145. Сытин, А. В. Решение комплексной задачи расчета характеристик радиальных лепестковых газодинамических подшипников : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / Сытин Антон Валерьевич. – Орел, 2008. – 28 с.

146. Машков, Е. А. Математическое моделирование и численные методы расчета неизотермических течений вязких сред в конфузорных каналах с упругой поверхностью : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.13.18 / Машков Евгений Александрович. – Брянск, 2017. – 20 с.

147. Попов, П. З. Неизотермическая задача гидродинамической теории смазки подпятника с недеформированной и деформированной подушками / П. З. Попов // В кн. : Развитие гидродинамической теории смазки. – М. : Наука, 1970. – С. 105-120.

148. Хан. Влияние свободного теплового расширения на характеристики бесконечно широких плоских подшипников скольжения / Хан, Кетлборо // Проблемы трения и смазки. – 1968. – № 4. – С. 244-251.

149. Kanarachos A. Ein Beitrag zur thermoelastohydrodynamischen Analyse von Gleitlagern / A. Kanarachos // Konstruktion. – 1977. – Bd. 29, no. 3. – S. 101-106.

150. Роде. Термоупругогидродинамический анализ плоского подшипника скольжения конечной длины / Роде, Э. Гун Бин // Проблемы трения и смазки. – 1975. – № 3. – С. 120-132.

151. Токарь, И. Я. Расчет подпятников с учетом охлаждения и деформации сегментов / И. Я. Токарь, И. В. Сайчук, М. Е. Школьник // Машиноведение. – 1977. – № 2. – С. 91-96.

152. Robinson C. L., Cameron A. Studies in hydrodynamic thrust bearing. I. Theory considering thermal and elastic distortions. II Comparison of tilting pads by means of interferometer. III. The parallel surface bearing // Philosophical Transactions of the Royal Society A. – 1975. – 278, no. 1283. – pp. 351-395.

153. Оу. Расчет упругогидродинамических радиальных подшипников конечной длины / Оу, Хюбнер // Проблемы трения и смазки. – 1973. – № 3. – С. 81-93.

154. Максимов, В. А. Термоупругогидродинамическая (ТУГД) теория смазки подшипников и уплотнений жидкостного трения турбомашин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.04 / Максимов Валерий Архипович. – Казань, 1980. – 494 с.

155. Баткис, Г. С. Разработка подшипников с самоустанавливающимися подушками для центробежных компрессорных машин / Г. С. Баткис, В. А. Максимов, И. В. Хамидуллин // Проектирование и исследование компрессорных машин. Сборник научных трудов по ред. к.т.н. В. Б. Шнеппа. – Казань, 1982. – С. 46-55.

156. Хадиев, М. Б. К расчету гидродинамических подпятников с неподвижными подушками / М. Б. Хадиев, В. А. Максимов, М. М. Карчевский // Машиноведение. – 1978 – № 6. – С. 96-102.

157. Эттлз. Анализ поперечного течения в канавке подшипника / Эттлз, Камерон // Проблемы трения и смазки. – 1968. – № 4. – С. 332-343.

158. Хешмет. Температуры смешивания на входе в гидродинамические подшипники / Хешмет, Пинкус // Проблемы трения и смазки. – 1986. – № 2. – С. 82-100.

159. Steady state performance prediction of directly lubricated fluid film journal bearings / M. He, J. M. Byrne, C. H. Cloud, J. A. Vázquez // Turbomachinery Symposium, Houston, Texas. – 2012. – pp. 1-16.

160. A numerical thermohydrodynamic study of fixed pad oil lubricated thrust bearings / S. Dousti, P. Allaire, J. Cao [et al.] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2019: Turbine Technical Conference and Exposition. – 2019. – pp. 1-11.

161. Максимов, В. А. Разностный метод решения периодической термоупругогидродинамической (ТУГД) задачи для подшипников скольжения / В. А. Максимов, В. Л. Потанина, М. Б. Хадиев // В сб.: Вычислительные методы и математическое обеспечение ЭВМ. Вып. 3. – Казань : Казанский ун-т, 1981. – С. 83-92.

162. Ханович, М. Г. К вопросу о расчете упорных подшипников скольжения / М. Г. Ханович // В. кн.: Тр. III Всесоюз. конф. по трению и износу в машинах. Т. 3.

– М. : Изд-во АН СССР, 1960. – С. 146-154.

163. Трифонов, Е. В. Исследование работы быстроходных упорных подшипников / Е. В. Трифонов // В кн. : Развитие гидродинамической теории смазки применительно к упорным подшипникам скольжения. – М. : Изд-во АН СССР, 1959, Т. III. – С. 116-131.

164. Вор. Расчет рабочей температуры упорных подшипников / Вор // Проблемы трения и смазки. – 1981. – №1. – С. 96-107.

165. Максимов, В. А. Расчет опор скольжения гидродинамического трения с учетом тепловых эффектов / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев // Изд-во АН Белоруссии. Вакуумная техника и технология. Т. 3. – 1993. – № 3-4. – С. 55-58.

166. Хадиев, М. Б. Численная реализация математической модели процессов течения жидкости в смазочном и пограничном слоях упорных подшипников / М. Б. Хадиев, Е. М. Федотов // В сб.: Теория сеточных методов для нелинейных краевых задач. Материалы третьего Всероссийского семинара. – Казань : Изд-во Казанского мат. общества, 2000. – С. 127-129.

167. Максимов, В. А. Определение гидродинамических и тепловых характеристик упорных подшипников математическим моделированием / В. А. Максимов, М. Б. Хадиев, Е. М. Федотов // Вестник машиностроения. – 2004. – № 6. – С. 39-45.

168. Хадиев, М. Б. Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев опорно-уплотнительных узлов турбомашин : дис.... д-ра техн. наук : 01.02.05 / Хадиев Муллагали Бариевич. – Казань, 2002. – 410 с.

169. Соколов Н. В. Упорные подшипники скольжения компрессорных машин с профилированными рабочими поверхностями : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Соколов Николай Викторович. – Казань, 2014. – 250 с.

170. Юдаев, Б. Н. Теплопередача. Учебник для втузов / Б. Н. Юдаев. – М. : Изд-во «Высшая школа», 1973. – 360 с.

171. Позняк, Э. Л. Колебания роторов / Э. Л. Позняк // В кн. : Вибрации в технике. В 6 т. Том 3. Колебания машин, конструкций и их элементов. – М. : Машиностроение. – 1980. – С. 130-189.

172. Максимов, В. А. Высокоскоростные опоры скольжения



гидродинамического трения / В. А. Максимов, Г. С. Баткис. – Казань : Изд-во «Фэн», 2004. – 406 с.

173. Подольский, М. Е. Влияние сил инерции масляной пленки на устойчивость движения легконагруженных роторов / М. Е. Подольский // Теория механизмов и машин. – 2009. – № 2. – С. 28-39.

174. Никифоров, А. Н. Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстровращающихся роторов / А. Н. Никифоров // Вестник научно-технического развития. – 2010. – № 3. – С. 31-53.

175. Ахвердиев, К. С. Современное состояние гидродинамической и реодинамической теории смазки и некоторые перспективные направления в трибологии / К. С. Ахвердиев // Вестник РГУПС. – 2017. – № 1. – С. 8-18.

176. К расчету опорных подшипников турбокомпрессоров / И. Я. Токарь, П. П. Урасов, А. М. Андрусенко, А. Д. Криони // РЖ ВИНТИ. – 61. I. 151. 79.

177. Кирк. Применение теории короткого подшипника при исследовании динамики роторов. Часть 1. Теория / Кирк, Гантер // Проблемы трения и смазки. – 1976. – №1. – С. 46-57.

178. Кирк. Применение теории короткого подшипника для анализа динамики роторов. Часть 2. Результаты расчетов вынужденных колебаний подшипников / Кирк, Гантер // Проблемы трения и смазки. – 1976. – №2. – С. 142-153.

179. Токарь, И. Я. Расчет динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом изменения вязкости смазки / И. Я. Токарь, В. А. Сиренко // Вестник машиностроения. – 1975. – №10. – С. 9-12.

180. Poznyak, E. L. The Dynamic properties of the oil film in lubricated bearings / E. L. Poznyak // Transactions of ASME. – 1968. – Vol. 90(1). – pp. 320-328. DOI: 10.1115/1.3601555 (см. также Позняк, Э. Л. Динамические свойства масляной пленки в подшипниках скольжения / Э. Л. Позняк // Известия АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение. – 1961. – № 6. – С. 52-67).

181. Позняк, Э. Л. Гидродинамические и гидростатические подшипники скольжения (характеристики, анализ и методики расчетов) / Э. Л. Позняк и др. // Технический отчет предприятия П/Я Г-4128, № ОАБ.126.732. – 1970. – 164 с.

182. Задорожная Е. А. Обзор методов оценки коэффициентов жесткости и демпфирования опор скольжения / Е. А. Задорожная, Р. Ф. Лисина, К. В. Прокофьев

// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2025. – Т. 25, № 2. – С. 22-39. DOI: 10.14529/engin250203.

183. API RP 684. API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing. American Petroleum Institute, 2005 (reaffirmed 2010). – 320 p.

184. Константинеску, В. Н. Газовая смазка / В. Н. Константинеску. – М. : Машиностроение. – 1968. – 709 с.

185. Агафонов, В. А. Динамические характеристики эллиптических подшипников / В. А. Агафонов // Труды ЦКТИ им. И. И. Ползунова. – 1964. – № 44. – С. 155-166.

186. Лунд. Разработка понятия динамических коэффициентов радиальных подшипников жидкостного трения / Лунд // Проблемы трения и смазки. – 1987. – № 1. – С. 40-45.

187. Orcutt, F. R. The steady state and dynamic characteristics of the tilting-pad journal bearings in laminar and turbulent flow regimes / F. R. Orcutt // Transactions of ASME. – 1967. – pp. 392-404.

188. Jones, G. J. Geometry effects in tilting-pad journal bearings / G. J. Jones, F. A. Martin // Transactions of ASME. – 1979. – Vol. 22, on. 3. – pp. 227-244.

189. Klump, R. Die Eigenschaften von Kippsegment-Radiallagern / R. Klump // Konstruktion. – 1976. – Vol. 28, no. 8. – S. 320-324.

190. Эттлес. Исследование и характеристики подшипников с самоустанавливающимися вкладышами / Эттлес // Проблемы трения и смазки. – 1980. – № 2. – С. 49-62.

191. Олимпиев, В. И. Собственные и вынужденные колебания роторов на подшипниках скольжения / В. И. Олимпиев // Труды ЦКТИ им. И. И. Ползунова. – 1964. – № 44. – С. 54-70.

192. Олимпиев, В. И. Экспериментальное и расчетное определение статических и динамических характеристик подшипников скольжения мощных турбоагрегатов / В. И. Олимпиев, Э. Л. Позняк, И. С. Юрченко // Энергомашиностроение. – 1976. – № 6. – С. 9-11.

193. Шнепп, В. Б. Создание и внедрение высокоэффективных центробежных компрессоров в блочно-модульном исполнении на основе агрегатирования и

унификации : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.06 / Шнепп Владимир Борисович. – Ленинград, 1983. – 50 с.

194. Шнепп, В. Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин / В. Б. Шнепп. – М. : Машиностроение. – 1995. – 240 с.

195. Шнепп, В. Б. Динамические коэффициенты сегментных подшипников скольжения / В. Б. Шнепп. – Проектирование и исследование компрессорных машин: Сборник науч. трудов под ред. докт. техн. наук В. Б. Шнеппа. Казань : АО НИИТурбокомпрессор, 1997, вып. 3. – С. 110-119.

196. Хамидуллин, И. В. Динамически нагруженные опорные подшипники центробежных компрессоров / И. В. Хамидуллин, В. А. Максимов // Энергомашиностроение. – 1985. – № 9. – С. 15-17.

197. Максимов, В. А. Динамика неуравновешенного ротора в многоцентровых опорных подшипниках скольжения при неизотермическом процессе смазки // В. А. Максимов, В. В. Можанов // Машиностроение. – 1987. – № 3. – С. 95-99.

198. Поспелов, Г. А. Устойчивость и критические скорости роторов в подшипниках скольжения / Г. А. Поспелов // Труды КХТИ им. Кирова. Серия механических наук. – 1971. – Вып. 49. – С. 3-12.

199. Четаев, Н. Г. Устойчивость движения: Учеб. руководство / Н. Г. Четаев. – М. : Наука, 1990. – 176 с.

200. Амплитудно-частотный анализ движения многоколесных роторов с учетом влияния смазочного слоя подшипников / В. Б. Шнепп, И. В. Хамидуллин, И. М. Ягафаров, В. А. Гимадеева // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1986. – №7. – С. 11-13.

201. Урасов, П. Г. Пусковые режимы работы подпятников гидрогенераторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Урасов Петр Георгиевич. – Харьков, 1980. – 24 с.

202. Соломин, О. В. Динамические характеристики гидростатодинамических опор в условиях двухфазного состояния смазочного материала / О. В. Соломин // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2006. – №1. – С. 14-23.

203. Соломин, О. В. Методы моделирования в задачах динамики и вибрационной диагностики высокоскоростных роторных систем с подшипниками

жидкостного трения / О. В. Соломин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева. – 2006. – № 2(10). Ч. 1. – С. 322-327.

204. Савин, Л. А. Метод расчета пространственного движения жесткого ротора на опорах жидкостного трения / Л. А. Савин, О. В. Соломин, Д. Е. Устинов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева. – 2006. – № 2-1(10). – С. 328-332.

205. Корнеев, А. Ю. Динамические характеристики конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения / А. Ю. Корнеев, М. М. Ярославцев // Вестник машиностроения. – 2010. – № 4. – С. 52-57.

206. Корнеев, А. Ю. Устойчивость жесткого ротора в конических подшипниках скольжения / А. Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2013. – №11. – С. 14-18.

207. Сергеев, С. И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения / С. И. Сергеев. – М. : Машиностроение, 1973. – 304 с.

208. Меркин, Д. Р. Введение в теорию устойчивости движения / Д. Р. Меркин. – М. : Наука, 1987. – 304 с.

209. Завьялов, О. Г. Динамика смазочного слоя и устойчивость работы опор скольжения : автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук : 01.02.05 / Завьялов Олег Геннадьевич. – Санкт-Петербург, 2009. – 32 с.

210. Еркаев, Н. В. Математическая модель нестационарных движений вала в гидродинамическом подшипнике / Н. В. Еркаев, Н. А. Нагайцева // Прикладная механика и техническая физика. – 2003. – № 5. – С. 118-127.

211. Рабецкая, О. И. Улучшение рабочих характеристик радиальных подшипников скольжения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Рабецкая Ольга Ивановна. – Красноярск, 2008. – 21 с.

212. Ермилов, Ю. И. Устойчивость жесткого несимметричного ротора в упруго-демпферных подшипниках скольжения / Ю. И. Ермилов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева. – 2012. – № 1(32). – С. 100-110.

213. Темис, М. Ю. Расчет статических и динамических коэффициентов подшипника скольжения с учетом деформативности его рабочих поверхностей /

М. Ю. Темис // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого. – 2004. – № 4(17). – С. 25-32.

214. Калинин, Б. П. Проектирование (расчет) сейсмостойких подшипников турбомашин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Калинин Борис Петрович. – Харьков, 1986. – 24 с.

215. Хлопенко, Н. Я. Работоспособность динамически нагруженных судовых упорных подшипников скольжения : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.08.05 / Хлопенко Николай Яковлевич. – Николаев, 1997. – 48 с.

216. Сидорика, И. Н. Обобщение результатов исследований динамической несущей способности гидродинамических упорных подшипников скольжения / И. Н. Сидорика // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 7(70). Том 4. – С. 18-24.

217. Чернин, М. Е. Исследование динамических характеристик и повышение вибрационной надежности роторов технологических турбомашин и турбокомпрессоров магистральных трубопроводов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 / Чернин Михаил Ефимович. – Ленинград, 1982. – 21 с.

218. Абдул-Вахед. Устойчивость подшипников крупных турбомашин и их колебания, вызываемые дебалансом / Абдул-Вахед, Николас, Паскаль // Проблемы трения и смазки. – 1982. – №1. – С. 70-80.

219. Эйкерс. Границы устойчивости по отношению к вихрю для радиального подшипника конечной ширины / Эйкерс, Михаелсон С., Камерон // Проблемы трения и смазки. – 1971. – №1. – С. 170-182.

220. Корнеев, А. Ю. Анализ динамики жесткого ротора на конических гидродинамических подшипниках скольжения методом траекторий / А. Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2013. – №12. – С. 24-28.

221. Устинов, Д. Е. Оценка влияния упругих изгибных деформаций ротора на статические и динамические характеристики подшипников скольжения и бесконтактных уплотнений / Д. Е. Устинов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева. – 2006. – № 2-1(10). – С. 376-380.

222. Данчин, И. А. Влияние отклонения формы опорных поверхностей гидростатодинамических подшипников на динамические характеристики

роторных систем: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / Данчин Игорь Анатольевич. – Орел, 2007. – 19 с.

223. Аврамов, К. В. Численное моделирование автоколебаний роторов в подшипниках скольжения / К. В. Аврамов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №1. – С. 62-67.

224. Борисюк, А. В. К расчету нелинейных сил, действующих на цапфы роторов на подшипниках скольжения / А. В. Борисюк, К. В. Аврамов // Проблемы машиностроения. – 2011. – № 3(Т.14). – С. 48-53.

225. Аврамов, К. В. Влияние параметров подшипников скольжения произвольной длины на автоколебания однодисковых роторов / К. В. Аврамов, А. В. Борисюк // Проблемы машиностроения. – 2012. – № 5-6(Т.15). – С. 31-38.

226. Позняк, Э. Л. Неустойчивые колебания роторов на подшипниках скольжения / Э. Л. Позняк // Динамика гибких роторов. – 1972. – С. 22-29.

227. Бургвиц, А. Г. Устойчивость движения шипа в подшипниках жидкостного трения / А. Г. Бургвиц, А. Г. Завьялов. – М.: Машиностроение. – 1964. – 148 с.

228. Тондл, А. Динамика роторов турбогенераторов / А. Тондл. – М. : Энергия. – 1971. – 386 с.

229. Рождественский, Ю. В. Связанные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 01.02.06, 05.04.02 / Рождественский Юрий Владимирович. – Челябинск, 1999. – 31 с.

230. Рождественский, Ю. В. Упругогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор скольжения / Ю. В. Рождественский, Н. А. Хозенюк // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева. – 2009. – № 3(1). – С. 57-64.

231. Тараненко, П. А. Динамика ротора турбокомпрессора на подшипниках скольжения с плавающими втулками : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06, 05.02.02 / Тараненко Павел Александрович. – Челябинск, 2011. – 19 с.

232. Анализ динамики ротора турбокомпрессора на подшипниках скольжения с плавающими втулками / П. А. Тараненко, О. К. Слива, Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенюк // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2014. – № 3(14). – С. 38-48.

233. Динамика гибкого асимметричного ротора на трехслойных подшипниках скольжения / В. Н. Прокопьев, В. Г. Караваев, Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенюк // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – № 11(66). – С. 59-68.

234. Хозенюк, Н. А. Совершенствование метода упругогидродинамического расчета сложнонагруженных подшипников скольжения поршневых машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Хозенюк Надежда Александровна. – Челябинск, 2009. – 23 с.

235. Хозенюк, Н. А. Алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки шатунных подшипников / Н. А. Хозенюк // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – № 33. – С. 12-20.

236. Задорожная, Е. А. Динамика и смазка неньютоновскими жидкостями сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / Задорожная Елена Анатольевна. – Челябинск, 2013. – 37 с.

237. Шитиков, И. А. Метод расчета и исследование гидродинамического подшипника скольжения с вращающейся втулкой : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Шитиков Илья Артемьевич. – Казань, 1996. – 18 с.

238. Подольский, М. Е. Гидродинамическая теория смазки упорных подшипников скольжения, работающих на нестационарных режимах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Подольский Марлен Елизарович. – Ленинград, 1962. – 22 с.

239. Подольский, М. Е. Вопросы теории тепловых процессов и нестационарных гидродинамических явлений в упорных подшипниках скольжения : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / Подольский Марлен Елизарович. – Ленинград, 1975. – 39 с.

240. Подольский, М. Е. Физическая природа и дискуссионные вопросы теории масляных вибраций / М. Е. Подольский // Теория механизмов и машин. – 2009. – № 1. – С. 42-59.

241. Подольский, М. Е. Физическая природа и условия возбуждения прямой и обратной прецессии ротора / М. Е. Подольский // Теория механизмов и машин. – 2014. – № 1. – С. 27-40.

242. Капица, П. Л. Устойчивость и переход через критические обороты быстро вращающихся роторов при наличии трения / П. Л. Капица // ЖТФ. – 1939. – Т. IX. В.2. – С. 124-147.

243. Паровой, Е. Ф. Проектирование гидродинамического подшипника опоры авиационного двигателя / Е. Ф. Паровой, В. Б. Гордеев, С. В. Фалалеев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева. – 2012. – № 3-2(34). – С. 107-110.

244. Паровой, Е. Ф. Разработка расчетной модели гидродинамического подшипника с самоустанавливающимися вкладышами и сравнительный анализ результатов аналитических и программных расчетов его характеристик / Е. Ф. Паровой // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. – 2013. – № 9, Т. 1. – С. 60-61.

245. Антонова, О. В. Математическое моделирование и оптимизация характеристик гидродинамических подшипников скольжения гидрогенераторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.13.18 / Антонова Ольга Владимировна. – Санкт-Петербург, 2018. – 18 с.

246. Comparison of experimental, thermoelastohydrodynamic (TEHD) and isothermal, non-deforming computational fluid dynamics (CFD) results for thrust bearings / X. Deng, C. Watson, M. He [et al.] // Proceedings of the ASME 2018 5th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting. FEDSM2018-83177. – 2018. – pp. 1-10. DOI: 10.1115/FEDSM2018-83177.

247. Comparison of experimental, thermoelastohydrodynamic (TEHD) and isothermal, non-deforming computational fluid dynamics (CFD) results for thrust bearings: Part II / X. Deng, C. Watson, M. He [et al.] // Proceedings of the ASME 2018. International Mechanical Engineering Congress and Exposition. IMECE2018-87798. – 2018. – pp. 1-10. DOI: 10.1115/IMECE2018-87798.

248. Мортон. Измерение динамических характеристик подшипника скольжения большого диаметра / Мортон // Проблемы трения и смазки. – 1971. – № 1. – С. 136-144.

249. Шнепп, В. Б. Разработка и исследование опорных подшипников (ОП) УЦКМ с самоустанавливающимися подушками. Этап 5. Разработка инженерной методики расчета подшипников / В. Б. Шнепп, В. А. Максимов, М. Б. Хадиев. –



Казань : СКБ по компрессоростроению, технический отчет 734-73. Тема 36-70, 1973. – 48 с.

250. Шнепп, В. Б. Разработка и исследование упорных подшипников скольжения центробежных компрессоров / В. Б. Шнепп, В. А. Максимов, Г. С. Баткис. – Казань : СКБ по компрессоростроению, технический отчет 733-73. Тема 37-70, 1973. – 83 с.

251. Трифонов, Е. В. Влияние давления масла на несущую способность упорных подшипников паровых турбин / Е. В. Трифонов, С. Л. Ямпольский // Энергомашиностроение. – 1957. – № 1. – С. 8-11.

252. Трифонов, Е. В. Повышение несущей способности упорных подшипников, работающих при высоких скоростях скольжения / Е. В. Трифонов // В кн. : Тр. III Всесоюз. конф. по трению и износу в машинах. – М. : Изд-во АН СССР, 1960. – С. 128-134.

253. Ямпольский, С. Л. Расчет быстроходных упорных подшипников жидкостного трения / С. Л. Ямпольский // Вестник машиностроения. – 1970. – № 7. – С. 34-36.

254. Нью. Экспериментальное сравнение трех способов подачи смазки (под давлением, с дросселированием на входе и направленной подачи) для упорного подшипника с самоустанавливающимися вкладышами / Нью // Проблемы трения и смазки. – 1974. – №1. – С. 23-28.

255. He, M. The effects of temporal fluid inertia on tilting pad journal bearing dynamics / M. He, C. H. Cloud, J.A. Vázquez // Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. Mechanisms and Machine Science. – 2015. – Vol. 21. – pp. 805-819. DOI: 10.1007/978-3-319-06590-8\_66.

256. Лыков, А. В. Тепломассообмен / А. В. Лыков. – М. : Энергия. – 1972. – 560 с.

257. Слезкин, Н. А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости / Н. А. Слезкин. – М. : Гостехиздат. – 1955. – С. 341-349.

258. Kahlert, W. Der Einfluß der Trägheitskräfte bei der hydrodynamischen Schmiermitteltheorie / W. Kahlert // Ingenieur Archiv. – 1948. – Bd. 16. – S. 321-342. DOI: 10.1007/BF00534497.

259. Мэкэй. Инерционные эффекты в полностью развитом осесимметричном ламинарном течении / Мэкэй, Трамплер // Проблемы трения и смазки. – 1971. – № 3. – С. 95-102.

260. Пинкус. Центробежные эффекты в упорных подшипниках и уплотнениях при ламинарном режиме течения / Пинкус, Лунд // Проблемы трения и смазки. – 1981. – № 1. – С. 121-132.

261. Dowson, D. A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication / D. Dowson // International Journal of Mechanical Science. – 1962. – Vol. 4. – pp. 159-164. DOI: 10.1016/s0020-7403(62)80038-1.

262 Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 712 с.

263. Сери. Некоторые направления развития теории смазки Рейнольдса / Сери // Проблемы трения и смазки. – 1987. – №1. – С. 21-39.

264. Тимошенко, С. П. Механика материалов: Учебник для вузов. 2-е изд., стер. / С. П. Тимошенко, Дж. Гере. – СПб. : Изд-во «Лань», 2002. – 672 с.

265. Голубев, А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов / А. И. Голубев. – М. : Машиностроение, 1974. – 214 с.

266. Ahmed, S. A. Influence of pad and runner mechanical deformations on the performance of a hydrodynamic fixed geometry thrust bearing / S. A. Ahmed, M. Fillon, P. Maspeyrot // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2010. – no. 224(4). – pp. 305-315. DOI: 10.1243/13506501JET651.

267. Тихонов, А. Н. Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М. : Изд-во «Наука», 1972. – 735 с.

268. Самарский, А. А. Теория разностных схем : учебное пособие для вузов по специальности «Прикладная математика» / А. А. Самарский. – 3-е изд., испр. – Москва : Наука, 1989. – 616 с.

269. Карчевский, М. М. Разностные схемы для нелинейных задач математической физики: учеб. пособие / М. М. Карчевский, А. Д. Ляшко. – Казань : КГУ, 1976. – Ч. 1: Квазилинейные эллиптические уравнения. – 158 с.

270. Fedotov E. M. Limit Galerkin-Petrov schemes for a nonlinear convection-diffusion equation / E. M. Fedotov // Differential Equations. – 2010. – Vol. 46. – № 7. – pp. 1042-1052. DOI: 10.1134/S0012266110070116

271. Даутов, Р. З. Введение в теорию метода конечных элементов: учеб. пособие. Введение в теорию метода конечных элементов / Р. З. Даутов, М. М. Карчевский. – Казань: Казан. гос. ун-т, 2004. – 239 с.

272. Сьярле, Ф. Метод конечных элементов для эллиптических задач / Ф. Сьярле. – Перевод с англ. Б. И. Квасова; Под ред. Н. Н. Яненко. – Москва : Мир, 1980. – 512 с.

273. Dolerian, V. An introduction to domain decomposition methods: algorithms, theory, and parallel implementation / V. Dolean, P. Jolivet, F. Nataf. – SIAM, 2015. – 259 p. DOI: 10.1137/1.9781611974065.

274. Computer methods for mathematical computations: Prentice-hall series in computational mathematics / G. E. Forsythe, M. A. Malcolm, C. B. Moler, C. Moler. – Prentice-Hall, 1977. – 259 с.

275. Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи: Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227. Заявл. 02.03.2020 / П. Е. Федотов, Е. М. Федотов, Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев. Гос. рег. в РП для ЭВМ 19.05.2020.

276. Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке обратной линейной и нелинейной задачи: Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2024681330. Заявл. 20.08.2024 / П. Е. Федотов, Е. М. Федотов, Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев. Гос. рег. в РП для ЭВМ 09.09.2024.

277. Соколов, Н. В. Условия динамического нагружения упорного подшипника скольжения центробежного компрессора мультипликаторного типа / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – № 1. – С. 16-21. EDN: EVDTSL.

278. Test of thrust bearing of a multiplier centrifugal compressor / N. V. Sokolov, T. V. Maksimov, M. B. Khadiev, I. R. Sagbiev // AIP Conference Proceedings. – 2020. – Vol. 2285. – pp. 030016. DOI: 10.1063/5.0027306.

279. Sliding thrust bearings in a centrifugal compressor with a semiclosed impeller / N. V. Sokolov, T. V. Maksimov, M. B. Khadiev, V. A. Futin // Russian Engineering Research. – 2017. – Vol. 37, no. 4. – pp. 287-291. DOI: 10.3103/S1068798X17040207.

280. Zhu, Q. A preliminary nonlinear analysis of the axial transient response of the sector-shaped hydrodynamic thrust bearing-rotor system / Q. Zhu, W. J. Zhang // ASME. Journal of Tribology. – 2003. – no. 125(4). – pp. 854-858. DOI: 10.1115/1.1575775.

281. Соколов, Н. В. Влияние перемещения диска на характеристики упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2025. – № 1(152). – С. 108-130. EDN: TXSKFW.

282. Han, T. A finite volume analysis of the thermohydrodynamic performance of finite journal bearings / T. Han, R. S. Paranjpe // ASME Journal of Tribology. – 1990. – no. 112(3). – pp. 557-566. DOI: 10.1115/1.2920293.

283. Численное исследование работы динамически нагруженного упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Труды XI МНТК молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». – Казань : ООО «Визард», 2022. – С. 308-314.

284. Соколов, Н. В. Численное исследование динамических режимов работы упорного подшипника скольжения компрессора / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Т78 Труды XIX Международной научно-практической конференции по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения В. Б. Шнеппа. – Казань : ООО «Визард», 2024. – С. 236-243.

285. Влияние нестационарности на характеристики упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 14-й МНТК. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2024. – С. 88-89.

286. Примеры фактических динамических свойств подшипников скольжения компрессоров / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, А. Ф. Сарманаева [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2024. – № 2. – С. 28-33. EDN: ITEWGY.

287. Gardner, W. W. Tilting pad thrust bearing tests - Influence of oil flow rate on power loss and temperatures / W. W. Gardner // Proceedings of the Twenty-Fourth Leeds-

Lyon Symposium on Tribology. – 1998. – Vol. 34. – pp. 211-217. DOI: 10.1016/S0167-8922(98)80076-X.

288. Ямпольский, С. Л. Несущая способность упорных подшипников и осевые усилия в турбинах при динамических режимах / С. Л. Ямпольский // Энергомашиностроение. – 1971. – № 12. – С. 17-19.

289. Федотов, П. Е. Влияние перемещения диска на характеристики упорного подшипника при помпаже центробежного компрессора / П. Е. Федотов, Н. В. Соколов // Международная конференция «Дифференциальные уравнения и их приложения», сборник трудов. – Казань : КФУ, 2024. – С. 130-131.

290. Соколов, Н. В. Изменение характеристик упорного подшипника при помпаже центробежного компрессора / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2026. – № 2. – С. 61-76. EDN: QXFYEJ.

291. Федотов, П. Е. Решение нелинейной задачи динамически нагруженного упорного подшипника скольжения / П. Е. Федотов, Н. В. Соколов // Нелинейные дни в Саратове для молодых : сборник научных трудов. Материалы XXX Всероссийской научной конференции. Вып. 17. – Саратов : Саратовский университет, 2023. – С. 152-153.

292. Федотов, П. Е. Решение нелинейной задачи одностороннего динамически нагруженного упорного подшипника скольжения / П. Е. Федотов, Н. В. Соколов // Известия ВУЗов. Прикладная нелинейная динамика. – 2024. – Т. 32, № 2. – С. 180-196. DOI: 10.18500/0869-6632-003097.

293. Переходные режимы работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 15-й МНТК. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2025. – С. 13.

294. Переходные режимы работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2025. – Т. 9, № 1. – С. 14-23. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-14-23.

295. Ettles, C. M. Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators / C. M. Ettles, J. Seyler, M. Bottenschein // ASME. Journal of Tribology. – 2003. – no. 125(4). – pp. 824-832. DOI: 10.1115/1.1576428.

296. Казанский, В. Н. Подшипники и системы смазывания паровых турбин; 3-е изд., перераб. и доп. / В. Н. Казанский, А. Е. Языков, Н. З. Беликова. – Челябинск: Цицеро, 2004. – 484 с.

297. Материалы в машиностроении. Выбор и применение : справочник. В 5 томах. Том 1. Цветные металлы и сплавы / под ред. Л. П. Лужникова, И. В. Кудрявцева. – М. : Машиностроение, 1967. – 293 с.

298. Gokaltun, S. Thermohydrodynamic modeling of a tapered-land thrust bearing with validation against experimental data / S. Gokaltun // ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. – 2021. – pp. 1-10. DOI: 10.1115/GT2021-60203.

299. Мартин. Учет гидродинамики при расчете усталостной прочности простых радиальных подшипников скольжения / Мартин, Гарнер, Адамс // Проблемы трения и смазки. – 1981. – Т. 103, № 1. – С. 147-154.

300. Leopard, A. J. Tilting pad bearings – limits of operation / A. J. Leopard // Lubrication Engineering. – 1976. – Vol. 32, no. 12. – pp. 637-644.

301. Трехмерное периодическое термоупругогидродинамическое моделирование гидродинамических процессов упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2021. – № 3(20). – С. 138-151. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-3-138-151.

302. Соколов, Н. В. Трехмерное периодическое термоупругогидродинамическое (ПТУГД) моделирование гидродинамических процессов упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: сборник докладов МНТК. – 2021. – В. 2, Т. 2. – С. 93-94.

303. Three-dimensional periodic thermoelastohydrodynamic (PTEHD) modeling of hydrodynamic processes of a thrust Bearing / N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // International Scientific and Technical Engine Conference (EC), Samara. – 2021. – pp. 1-7. DOI: 10.1109/EC52789.2021.10016829.

304. Dadouche, A. Hydrodynamic tilting-pad thrust bearings / A. Dadouche, S. M. DeCamillo, M. Fillon // Encyclopedia of Tribology. – 2013 – pp. 1757-1765.

305. Mathematical model of a dynamically loaded thrust bearing of a compressor and some results of its calculation / N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // In: Badriev I. B., Banderov V., Lapin S.A. (eds) Mesh Methods for Boundary-Value Problems and Applications. Lecture Notes in Computational Science and Engineering. – 2021. – Vol. 141. – pp. 461-473. DOI: 10.1007/978-3-030-87809-2\_35.

306. Рухлинский, В. В. Теплообмен и течение смазочного материала в осевых подшипниках скольжения / В. В. Рухлинский, И. Д. Усачев, Е. И. Зарецкий, А. А. Пипин // Машиностроение. – 1989. – №12. – С. 7-10.

307. Sm2px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013615688. Заявл. 25.04.2013 / Е. М. Федотов, М. Б. Хадиев, Н. В. Соколов. Гос. рег. в РП для ЭВМ 18.06.2013.

308. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers / N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, T. V. Maksimov [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing. – 2019. – Vol. 1158, Issue 4. – pp. 042019. DOI: 10.1088/1742-6596/1158/4/042019.

309. Математическое моделирование динамически нагруженного упорного подшипника скольжения центробежного компрессора / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы восьмой МНТК. – СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2019. – С. 307-311.

310. Сравнение квазитрехмерной и полной трехмерной постановок работы упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2023. – Т.22, №3. – С. 143-159. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-3-143-159.

311. Соколов, Н. В. Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Перспективы развития

двигателестроения: материалы докладов МНТК, том 2. – Самара: Издательство Самарского университета, 2023. – С. 236-237.

312. Соколов, Н. В. Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2024. – № 1. – С. 77-89. DOI: 10.18698/0536-1044-2024-01-77-89.

313. Glavatskikh, S. B. Steady state performance characteristics of a tilting pad thrust bearing / S. B. Glavatskikh // ASME. Journal of tribology. – 2001. – no. 123(3). – pp. 608-615.

314. Зарецкий, Е. И. О конструкции колодок упорного подшипника / Е. И. Зарецкий, Л. П. Сережкина, И. Д. Усачев // Энергомашиностроение. – 1971. – № 4. – С. 31-33.

315. Glavatskih, S. Influence of oil viscosity grade on thrust pad bearing operation / S. Glavatskih, M. S. DeCamillo // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 1994-1996. – T.5, no. 218. – pp. 401-412.

316. Brockwell, K. An investigation of the steady-state performance of a pivoted shoe journal bearing with ISO VG 32 and VG 68 oils / K. Brockwell, W. Dmochowski, M. S. DeCamillo // Tribology Transactions. – 2004. – no. 47. – pp. 480-488.

317. Численное исследование влияния класса вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Математическое моделирование и численные методы. – 2023. – №1. – С. 92-111. DOI: 10.18698/2309-3684-2023-1-92111.

318. Numerical study of the influence of lubricant viscosity grade on thrust bearing operation / N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // In: Kravets A. G., Bolshakov A. A., Shcherbakov M. V. (eds) Cyber-Physical Systems Engineering and Control. Studies in Systems, Decision and Control. – no. 477. – pp. 205-217. DOI: 10.1007/978-3-031-33159-6\_16.

319. Влияние вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Математические методы в технологиях и технике. – 2022. – №3. – С. 94-100. DOI: 10.52348/2712-8873\_MMTT\_2022\_3\_88.



320. Mikula, A. M. The effect of lubricant supply temperature on thrust bearing performance / A. M. Mikula // ASME. Journal of tribology. – 1987. – Vol. 30(2). – pp. 220-224.

321. An experimental investigation of the thermal equilibrium of steadily loaded journal bearings / D. Dowson, J. D. Hudson, B. Hunter, C. N. March // Proceedings of the institution of mechanical engineers. – 1966. – Vol. 181(2). – pp. 70-80. DOI: 10.1243/PIME\_CONF\_1966\_181\_034\_02.

322. Experimental investigation of the influence of supply temperature and supply pressure on the performance of a two-axial groove hydrodynamic journal bearing / F. P. Brito, A. S. Miranda, J. Bouyer, M. Fillon // ASME. Journal of tribology. – 2007. – Vol. 129(1). – pp. 98-105. DOI: 10.1115/1.2401206.

323. Влияние температуры подачи смазочного материала на работу упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Вестник машиностроения. – 2023. – № 1. – С. 47-55. DOI: 10.36652/0042-4633-2023-102-1-47-55.

324. Influence of the lubricant's supply temperature on the operation of a fluid film thrust bearing / N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // Russian Engineering Research. – 2023. – Vol. 43, no. 3 – pp. 264-271. DOI: 10.3103/S1068798X23040329.

325. Пластинин, П. И. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ / П. И. Пластинин – М. : Итоги науки и техники. Серия насосостроение и компрессоростроение, Т. 2, ВИНТИ, 1981. – 168 с.

326. Теория и техника теплофизического эксперимента / Ю. А. Гортышев, Ф. Н. Дресвянников, Н. С. Идиатуллин [и др.]; под ред. В. К. Щукина, 2-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – 448 с.

327. Флетчер, К. Численные методы на основе метода Галеркина: Пер. с англ. / К. Флетчер. – М. : Изд-во Мир, 1988. – 352 с.

328. Соколов, Н. В. Моделирование условий стекания свежей смазки в межподушечном канале упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Материалы Всероссийской научной конференции с международным участием «Актуальные проблемы механики сплошной среды – 2025». – Казань: Казанский ун-т, 2025. – С. 522-526.

329. Соколов, Н. В. Моделирование условий втекания свежей смазки в межподушечном канале упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Ученые записки Казанского университета. Серия физико-математические науки. – 2026. – Т. 168, кн. 1. – С. 137-151. DOI: 10.26907/2541-7746.2026.1.137-151.

330. Соколов, Н. В. Стенд для исследования газодинамических характеристик и режимов работы упорного подшипника малорасходного центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Материалы XI Международной учебно-научно-практической конференции «Трубопроводный транспорт-2016». – Уфа : Изд-во УГНТУ, 2016. – С. 424-425.

331. Соколов, Н. В. Амплитудно-частотный анализ давления нагнетания при переменных режимах работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Тезисы докладов XIII Международной учебно-научно-практической конференции «Трубопроводный транспорт-2018». – Уфа : Изд-во УГНТУ, 2018. – С. 413-415.

332. Соколов, Н. В. Влияние осевой силы ротора центробежного компрессора на работу упорного подшипника / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Компрессорная техника и пневматика. – 2021. – № 3. – С. 33-38. EDN: LTUNQI.

333. Influence of the axial force of the rotor of a centrifugal compressor on the operation of the thrust bearing / N. V. Sokolov, T. V. Maksimov, M. B. Khadiev, I. R. Sagbiev // AIP Conference Proceedings. – 2021. – Vol. 2412. – pp. 030047. DOI: 10.1063/5.0075797.

334. Соколов, Н. В. Верификация периодической термоупругогидродинамической математической модели работы упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, № 3. – С. 32-46. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-3-32-46.

335. Методика измерения и описание стенда для исследования газодинамики малорасходной центробежной ступени и упорного подшипника скольжения на нестационарных режимах / Н. В. Соколов, И. Р. Сагбиев, М. Б. Хадиев [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – №. 4. – С. 10-16. EDN: TXZUAS.

336. Экспериментальные исследования переменных режимов работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Р. Сагбиев // Труды XVIII МНТК по компрессорной технике. – Казань : Изд-во «Слово», 2019. – С. 235-242.

337. Анализ экспериментальных данных переменных режимов работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Р. Сагбиев // МНТК «ИМТОМ-2019». Ч. 1. – Казань, 2019. – С. 450-455.

338. Кассандрова, О. Н. Обработка результатов наблюдений / О. Н. Кассандрова, В. В. Лебедев. – М. : Изд-во «Наука», 1970. – 104 с.

339. Вентцель, Е. С. Теория вероятностей: учеб. для вузов. 6-е изд., стер. / Е. С. Вентцель. – М. : Высшая школа, 1999. – 576 с.

340. Верификация ПТУГД математической модели работы упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов // Перспективы развития двигателестроения: материалы МНТК имени Н.Д. Кузнецова. – Самара: Издательство Самарского университета, 2025. – С. 507-509.

341. Испытания упорного подшипника скольжения мультипликаторного центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Р. Сагбиев // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 10-й МНТК. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2020. – С. 159-160.

342. Капитао. Рабочие характеристики упорных подшипников с качающимися колодками при высоких скоростях вращения / Капитао // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 1. – С. 84-94.

343. Импотозамещение компрессорного оборудования иностранного производства посредством реверс-инжининга / А. Ф. Сарманаева, Н. В. Соколов, О. Ю. Паранина [и др.] // В книге: Новые направления и тренды инновационной деятельности на предприятиях газовой промышленности. Сборник тезисов XIV научно-практической конференции молодых ученых и специалистов ООО «Газпром трансгаз Казань». – Казань, 2024. – С. 25-33.

344. Проблемные вопросы и пути их решения при проведении реверс-инжиниринга узлов компрессорных машин / А. Ф. Сарманаева, Н. В. Соколов, О. Ю. Паранина [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и

энергетическое машиностроение. – 2024. – Т. 8, № 3. – С. 53-60. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-53-60.

345. Рекомендации к проектированию и применению материалов подшипников скольжения компрессорных машин / Н. В. Соколов, А. Ф. Сарманаева, И. С. Давлетшин, М. В. Коршунов // Компрессорная техника и пневматика. – 2024. – №1. – С. 37-43. EDN: FPKSFZ.

346. Зандфос. Определение размеров сферической опоры / Зандфос // Вестник машиностроения. – 1976. – № 7. – С. 41.

347. Deters, L. Plain Bearings / L. Deters // Encyclopedia of Lubricants and Lubrication. Springer, 2014. – pp. 1331-1356. DOI 10.1007/978-3-642-22647-2. См. также DIN 31652 «Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb. Beuth, Berlin. – 1983.

348. Воскресенский, В. А. Расчет и проектирование опор скольжения / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М. : Машиностроение, 1980. – 224 с.

349. Трение, изнашивание и смазка: справочник: в 2 кн. Кн. 1 / под редакцией И. В. Крагельского, В. В. Алисина. – М. : Машиностроение, 1978. – 400 с.

350. Гарднер. Экспериментальное определение рабочих характеристик упорных подшипников диаметром 152 мм с качающимися колодками / Гарднер // Проблемы трения и смазки. – 1975. – № 3. – С. 99-109.

351. Соколов, Н. В. Основные моменты реинжиниринга подшипниковых узлов динамического оборудования / Н. В. Соколов, Р. Р. Байбеков, А. Г. Егоров // МНТК «ИМТОМ-2022». Ч. 2. – Казань, 2022. – С. 124-129.

# **ПРИЛОЖЕНИЕ**

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

*Таблица А.1 – Параметры линейных одновальных центробежных компрессоров, выпускаемых АО «Казанькомпрессормаш» (Группа ГМС)*

| Обозначение компрессорной установки                                                             | Компримируемый газ                            | Частота вращения ротора по, об/мин | Марка масла            | Осевые усилия ротора, кгс   | Упорный ПС                                              | Размеры упорного ПС                                                                                           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|------------------------------------|------------------------|-----------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Центробежный газовый компрессор 43ГЦ2-158/33-104 ГТУ корпус низкого давл. корпус высокого давл. | природный газ                                 | 7261<br>10223                      | Кп-8С<br>или<br>Тп-22Б | 3670...4450<br>-3250...1250 | подшипник скольжения с самоустанавливающимися подушками | D <sub>1</sub> =164мм, D <sub>2</sub> =260мм,<br>Z=10<br>D <sub>1</sub> =106мм, D <sub>2</sub> =192мм,<br>Z=6 |
| Агрегат турбоприводной компрессорный 4ГЦ2-75/30-83 ГТУ                                          | низконапорные газы в магистральный газопровод | 11646                              |                        | -2250...100                 |                                                         | D <sub>1</sub> =88мм,<br>D <sub>2</sub> =150мм,<br>Z=6                                                        |
| Установка компрессорная центробежная 4ГЦ1-254/2-10 УХЛ4                                         | природный газ                                 | 9880                               |                        | 302...828                   |                                                         | D <sub>1</sub> =161мм,<br>D <sub>2</sub> =266мм,<br>Z=10                                                      |
| Центробежный газовый компрессор 6ГЦ2-394/7-24 УХЛ3.1                                            | природный газ                                 | 6225                               |                        | -200...-2000                |                                                         | D <sub>1</sub> =160мм,<br>D <sub>2</sub> =270мм,<br>Z=8                                                       |
| Центробежный газовый компрессор 6ГЦ2-124/24-65 УХЛ3.1                                           | природный газ                                 | 6270                               |                        | -3000...-3800               |                                                         |                                                                                                               |

Примечание: Данные получены из расчетных документов 1.492.006РР, 1.550.007РР, 1.463.028РР, 2.110.086РР, 2.110.090РР АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» (Группа ГМС)

*Таблица А.2 – Параметры мультипликаторных центробежных компрессоров (МЦК), выпускаемых АО «Казанькомпрессормаш» (Группа ГМС)*

| Обозначение компрессорной установки           | Компримируемый газ | Частота вращения ротора n <sub>0</sub> , об/мин | Марка масла | Несущая способность упорного ПС, кгс | Профиль рабочей поверхности неподвижных подушек упорного ПС | Размеры упорного ПС                                           |
|-----------------------------------------------|--------------------|-------------------------------------------------|-------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| Турбокомпрессор<br>Аэроком<br>АА-250/9 УХЛ4   | атмосферный воздух | 2979                                            | Тп-22Б      | 4006,91                              | поверхность с параллельным межподушечному каналу скосом     | d=95мм, D <sub>1</sub> =100мм,<br>D <sub>2</sub> =165мм, Z=9  |
| Турбокомпрессор<br>Аэроком<br>АА-259/31А УХЛ4 | азот               | 2979                                            | Кп-8С       | 2347,15                              |                                                             | d=100мм, D <sub>1</sub> =110мм,<br>D <sub>2</sub> =185мм, Z=8 |
|                                               |                    |                                                 | Тп-22Б      | 3054,77                              |                                                             |                                                               |
| Турбокомпрессор<br>Аэроком<br>АА-840/4,5 УХЛ4 | атмосферный воздух | 1500                                            | Кп-8С       | 3601,42                              |                                                             | d=150мм,<br>D <sub>1</sub> =180мм,<br>D <sub>2</sub> =255мм   |
|                                               |                    |                                                 | Тп-22С      | 4827,5                               |                                                             | Z=9<br><br>Z=14                                               |
| Компрессор<br>КДА-82/35-120                   | атмосферный воздух | 1500                                            | Кп-8С       | 5228,46                              |                                                             | d=200мм,<br>D <sub>1</sub> =210мм,<br>D <sub>2</sub> =284мм   |
|                                               |                    |                                                 | Тп-22Б      | 4801,4                               |                                                             | Z=17<br><br>Z=32                                              |

Примечание: Данные получены из расчетных документов 1.467.026 РР, 1.467.028 РР, 1.467.031 РР  
АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» (Группа ГМС)

Таблица А.3 – Параметры винтовых компрессоров, выпускаемых АО «Казанькомпрессормаш» (Группа ГМС)

| Обозначение компрессорной установки | Компримируемый газ                                                     | Номер базы и компрессора | Частота вращения роторов $n_1$ и $n_2$ , об/мин | Осевые усилия роторов, ведомого и ведомого, кгс | Профиль рабочей поверхности подвижных полостей компрессора | Размеры упорного ПС                                    |
|-------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------------------|-------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| 75ГВ-88/2,4-16С                     | коксовый газ технологической линии                                     | 5 база<br>2.235.015      | 8650                                            | 1400 и 770                                      | винтовая поверхность клинового скоса                       | $D_1=85\text{мм}$ ,<br>$D_2=145\text{мм}$ ,<br>$Z=12$  |
| 75ГВ-90/1,4-12С                     | отходящий газ низкого давления установок гидроочистки дизельных топлив | 7 база<br>2.237.009      | 1-ый объект<br>5975                             | 2600 и 930                                      |                                                            | $D_1=125\text{мм}$ ,<br>$D_2=195\text{мм}$ ,<br>$Z=12$ |
|                                     |                                                                        |                          | 2-ой объект<br>6252                             | 1500 и 420                                      |                                                            |                                                        |
| 96ГВ-285/19С У2                     | углеводородный факельный газ                                           | 6 база<br>2.236.016      | 8610                                            | 3700 и 1300                                     |                                                            | $D_1=100\text{мм}$ ,<br>$D_2=168\text{мм}$ ,<br>$Z=12$ |
|                                     |                                                                        | 9 база<br>2.239.001      | 4455                                            | 4500 и 2000                                     |                                                            | $D_1=150\text{мм}$ ,<br>$D_2=200\text{мм}$ ,<br>$Z=12$ |
| ТАКАТ<br>100.1.3-19 УХЛ1            | попутный нефтяной газ                                                  | 2.288.006                | 3000                                            | 9200 и 3300                                     | поверхность с параллельным межподушечному каналу скосом    | $D_1=95\text{мм}$ ,<br>$D_2=230\text{мм}$ ,<br>$Z=12$  |

Примечание: Данные получены из расчетов расчетно-испытательного отдела АО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» (Группа ГМС)



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

*Таблица Б.1 – Конструктивные размеры типоразмеров упорных подшипников с неподвижными подушками  
согласно СТП 0502-227-78 АО «НИИТурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС)*

| Обозначение<br>типоразмера | Диаметр<br>ротора $d$ ,<br>мм | $D_1$ , мм | $D'_2$ , мм       | $D_2$ , мм        | $D_3$ , мм        | $l_1$ , мм     | $l_2$ , мм | $l_3$ , мм        | $l_4$ , мм | $l_5$ ,<br>мм | $R$ , мм          | $r$ , мм |
|----------------------------|-------------------------------|------------|-------------------|-------------------|-------------------|----------------|------------|-------------------|------------|---------------|-------------------|----------|
| 1ПУ1<br>1ПУ2               |                               |            |                   |                   |                   |                |            |                   |            |               |                   |          |
| 2ПУ1<br>2ПУ2               | 35                            | 40         | 65                | 70                | 75                | 23             | 8          | 0,4               | 3          | 15            | 39                | 32       |
| 3ПУ1<br>3ПУ2               | 45                            | 50         | 75                | 80                | 85                | 23             | 8          | 0,4               | 3          | 20            | 45                | 42       |
| 4ПУ1<br>4ПУ2               | 55                            | 60         | 90                | 95                | 100               | 25             | 8          | 0,4               | 3          | 25            | 55                | 52       |
| 5ПУ1<br>5ПУ2               | 65                            | 70         | 110               | 115               | 120               | 33             | 10         | 0,4               | 4          | 30            | 65                | 62       |
| 6ПУ1<br>(6ПУ1А)<br>6ПУ2    | 75                            | 80         | 122<br>138<br>122 | 128<br>145<br>128 | 132<br>150<br>132 | 33<br>45<br>33 | 10         | 0,4<br>0,7<br>0,4 | 4          | 35            | 75<br>60<br>75    | 70       |
| 7ПУ1<br>(7ПУ1А)<br>7ПУ2    | 90                            | 95         | 142<br>168<br>142 | 150<br>175<br>150 | 155<br>180<br>155 | 40<br>50<br>40 | 12         | 0,5<br>0,8<br>0,5 | 4          | 35            | 85<br>95<br>85    | 86       |
| 8ПУ1<br>(8ПУ1А)<br>8ПУ2    | 110                           | 115        | 178<br>202<br>178 | 185<br>210<br>185 | 190<br>215<br>190 | 45<br>65<br>45 | 12         | 0,5<br>0,8<br>0,5 | 5          | 40            | 105<br>115<br>105 | 105      |
| 9ПУ1<br>(9ПУ1А)<br>9ПУ2    | 130                           | 135        | 208<br>242<br>208 | 215<br>250<br>215 | 220<br>255<br>220 | 50<br>70<br>50 | 12         | 0,5<br>0,8<br>0,5 | 5          | 50            | 123<br>135<br>124 | 125      |
| 10ПУ1<br>(10ПУ1А)<br>10ПУ2 | 150                           | 155        | 222<br>252<br>222 | 230<br>260<br>230 | 235<br>265<br>235 | 45<br>65<br>45 | 12         | 0,5<br>0,8<br>0,5 | 5          | 40            | 135<br>146<br>135 | 145      |

Примечание: Типоразмеры, заключенные в скобки, применять только в обоснованных случаях.

Таблица Б.2 – Конструктивные размеры типоразмеров упорных подшипников с самоустанавливающимися подушками согласно СТП 26-05-02-203-73 АО «НИИТурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС)

| Типоразмер подшипника | Диаметр шейки вала $d$ , мм | $D$ , мм | $D_1$ , мм | $D_2$ , мм | $D_3$ , мм | Внешний диаметр диска $D_4$ , мм | Диаметр проточки диска $D_5$ , мм | Ширина диска $L$ , мм | $L_1$ , мм | $L_2$ , мм | $L_3$ , мм | $h$ , мм | $\alpha$ | Суммарный осевой зазор $h_s$ | Число опорных подушек, шт. | Число упорных подушек, шт. |
|-----------------------|-----------------------------|----------|------------|------------|------------|----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|------------|------------|------------|----------|----------|------------------------------|----------------------------|----------------------------|
| ПОУ-55                |                             |          |            |            |            |                                  |                                   |                       |            |            |            |          |          |                              |                            |                            |
| ПОУ-65                | 65                          | 95       | 65,13      | 78         | 128        | 132                              | 122                               | 20                    | 44         | 30         | 20,35      | 11,5     | 35°      | 0,35...<br>0,45              | 5                          | 6                          |
| ПОУ-75                | 75                          | 110      | 75,15      | 88         | 148        | 152                              | 138                               | 24                    | 50         | 34         | 24,35      | 14,0     | 35°      | 0,35...<br>0,45              | 5                          | 6                          |
| ПОУ-90                | 90                          | 125      | 90,18      | 106        | 176        | 180                              | 165                               | 28                    | 56         | 38         | 28,40      | 15,5     | 35°      | 0,40...<br>0,50              | 5                          | 6                          |
| ПОУ-110               | 110                         | 150      | 110,20     | 130        | 210        | 215                              | 196                               | 32                    | 60         | 42         | 32,40      | 17,5     | 35°      | 0,40...<br>0,50              | 5                          | 6                          |

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2538494

### УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ С НЕПОДВИЖНЫМИ ПОДУШКАМИ

Патентообладатель(ли): *Закрытое акционерное общество "Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа" (RU)*

Автор(ы): *с.м. на обороте*

Заявка № 2013135494

Приоритет изобретения 29 июля 2013 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 20 ноября 2014 г.

Срок действия патента истекает 29 июля 2033 г.

Врио руководителя Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий



Рисунок В.1 – Патент на изобретение  
«Упорный подшипник скольжения с неподвижными подушками»  
№2 538 494 С1



# РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2688550

### Опорный подшипник скольжения

Патентообладатель: *Акционерное общество "Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа" (RU)*

Авторы: *Соколов Николай Викторович (RU), Хамидуллин Ильдар Вагизович (RU), Хадиев Муллагали Бариевич (RU), Максимов Тимур Валерьевич (RU)*

Заявка № 2018132113

Приоритет изобретения 07 сентября 2018 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 21 мая 2019 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 07 сентября 2038 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев*

Рисунок В.2 – Патент на изобретение  
«Опорный подшипник скольжения» №2 688 550 С1



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

## (12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК  
F16C 17/03 (2024.08)

(21)(22) Заявка: 2024120101, 15.07.2024

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
15.07.2024Дата регистрации:  
25.06.2025Приоритет(ы):  
(22) Дата подачи заявки: 15.07.2024

(45) Опубликовано: 25.06.2025 Бюл. № 18

Адрес для переписки:  
420029, г. Казань, ул. А. Попова, 10, корп. Г,  
КНИТУ, кафедра НКТТ

(72) Автор(ы):

Хамидуллин Ильдар Вагизович (RU),  
Хадиев Муллагали Бариевич (RU),  
Соколов Николай Викторович (RU),  
Максимов Тимур Валерьевич (RU),  
Калимуллин Фанис Анфисович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Хамидуллин Ильдар Вагизович (RU),  
Хадиев Муллагали Бариевич (RU),  
Соколов Николай Викторович (RU),  
Максимов Тимур Валерьевич (RU),  
Калимуллин Фанис Анфисович (RU)(56) Список документов, цитированных в отчете  
о поиске: RU 2688550 C1, 21.05.2019. RU  
2550112 C2, 10.05.2015. US 5593232 A1,  
14.01.1997. CN 520883 A, 31.03.1972.

## (54) ОПОРНЫЙ ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ

(57) Реферат:

Изобретение относится к машиностроению. Опорный подшипник скольжения содержит корпус с внутренней цилиндрической поверхностью и размещенные в нем самоустанавливающиеся подушки с рабочей поверхностью, обращенной к поверхности шейки вала, и тыльной поверхностью, радиус которой равен радиусу внутренней цилиндрической поверхности корпуса, удерживаемые от смещения в окружном направлении установленными в корпусе между подушками с зазорами по отношению к ним стопорами. Ширина стопоров меньше ширины подушек. Боковые поверхности каждой подушки со стороны их входной и выходной кромок выполнены цилиндрическими с общей осью, расположенной на линии,

совпадающей с образующей рабочей поверхности подушки, равноудаленной от ее входной и выходной кромок. На тыльной поверхности каждой подушки имеется карман, сообщающийся посредством выполненного в теле подушки канала с зазором между поверхностью шейки вала и рабочей поверхностью подушки. Боковые поверхности стопора выполнены цилиндрическими и соосными с примыкающими к ним боковыми поверхностями подушек с радиусом, большим радиуса боковых поверхностей подушки на величину зазора между примыкающими друг к другу поверхностями подушки и стопора. Обеспечивается повышение надежности и долговечности работы подшипника. 1 з.п. ф-лы, 3 ил.

Рисунок В.3 – Патент на изобретение  
«Опорный подшипник скольжения» №2 842 374 C1



## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



### СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020615227

**«Sm2Px3Tхт – Динамически нагруженный упорный  
подшипник скольжения при постановке прямой задачи»**

Правообладатели: **Федотов Павел Евгеньевич (RU), Федотов Евгений  
Михайлович (RU), Соколов Николай Викторович (RU), Хадиев  
Муллагали Бариевич (RU)**

Авторы: **Федотов Павел Евгеньевич (RU), Федотов Евгений  
Михайлович (RU), Соколов Николай Викторович (RU), Хадиев  
Муллагали Бариевич (RU)**



Заявка № 2020612244

Дата поступления 02 марта 2020 г.

Дата государственной регистрации  
в Реестре программ для ЭВМ 19 мая 2020 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Иевлев

Рисунок Г.1 – Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ  
«Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения  
при постановке прямой задачи» №2020615227





**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ  
ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ**

Номер регистрации (свидетельства):  
2024681330

Дата регистрации: 09.09.2024

Номер и дата поступления заявки:  
2024669689 20.08.2024

Дата публикации и номер бюллетеня:  
09.09.2024 Бюл. № 9

Контактные реквизиты:  
paulfedotov@mail.ru

Автор(ы):

**Федотов Павел Евгеньевич (RU),  
Федотов Евгений Михайлович (RU),  
Соколов Николай Викторович (RU),  
Хадиев Муллагали Бариевич (RU)**

Правообладатель(и):

**Федотов Павел Евгеньевич (RU),  
Федотов Евгений Михайлович (RU),  
Соколов Николай Викторович (RU),  
Хадиев Муллагали Бариевич (RU)**

Название программы для ЭВМ:

**«Sm2px3Tхт - Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке обратной линейной и нелинейной задачи»**

**Реферат:**

Программа предназначена для расчета характеристик упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками динамического оборудования при стационарном и нестационарном режимах работы при постановке обратной задачи для ЭВМ с 64-битной архитектурой. Обратная задача заключается в совместном решении уравнения динамики перемещения упорного диска ротора оборудования и гидродинамики смазочного слоя (нелинейный вариант) или при использовании динамических коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя упорного подшипника при перемещении (линейный вариант). В основу положена нестационарная периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель, позволяющая наиболее полно учитывать нестационарные теплообменные процессы, происходящие в смазочном и пограничном слоях подшипника скольжения, с учетом тепловых деформаций подушек. Преимущественно предназначена для расчета упорных подшипников центробежных и винтовых компрессоров промышленности. Полученные результаты расчетов в виде таблиц и графиков могут быть выведены на печать или сохранены отдельным файлом, например, для дальнейшего применения в продуктах Microsoft Office. Программа обеспечивает выполнение следующих функций: проектировочный и поверочный расчеты упорного подшипника; расчет динамического состояния упорного подшипника при задании внешней возмущающей силы ротора и последующего перемещения упорного диска динамического оборудования.

**Язык программирования:** C++

**Объем программы для ЭВМ:** 61,5 МБ

**Рисунок Г.2 – Государственная регистрация программы для ЭВМ  
«Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения  
при постановке обратной линейной и нелинейной задачи» №2024681330**

## ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Представлен поверочный расчет с помощью программы Sm2px3Tхт двух-стороннего упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками центробежной компрессорной установки Аэроком 4-670/11 УХЛ4 мультипликаторного типа (рисунок Д.1). УПС симметричный относительно тихоходного ротора с зубчатым колесом. Исходные данные для расчета приведены в таблице Д.1.

*Таблица Д.1*

| № п/п | Наименование                                                               | Обозначение          | Размерность       | Значение              |
|-------|----------------------------------------------------------------------------|----------------------|-------------------|-----------------------|
| 1.    | Профиль рабочей поверхности                                                | -                    | -                 | параллельный МПК скос |
| 2.    | Диаметр вала под подшипником                                               | $D_B$                | м                 | 0,08                  |
| 3.    | Внутренний диаметр подпятника:<br>- рабочая сторона<br>- нерабочая сторона | $D_{1p}$<br>$D_{1н}$ | м<br>м            | 0,09<br>0,09          |
| 4.    | Наружный диаметр подпятника:<br>- рабочая сторона<br>- нерабочая сторона   | $D_{2p}$<br>$D_{2н}$ | м<br>м            | 0,163<br>0,163        |
| 5.    | Осевая длина подпятника:<br>- рабочая сторона<br>- нерабочая сторона       | $L_1$<br>$L_2$       | м<br>м            | 0,018<br>0,018        |
| 6.    | Ширина МПК:<br>- рабочая сторона<br>- нерабочая сторона                    | $b_{к1}$<br>$b_{к2}$ | м<br>м            | 0,006<br>0,006        |
| 7.    | Число подушек:<br>- рабочая сторона<br>- нерабочая сторона                 | $Z_{п1}$<br>$Z_{п2}$ | шт.<br>шт.        | 9<br>9                |
| 8.    | Глубина клинового скоса                                                    | $\Delta h$           | м                 | $3 \cdot 10^{-5}$     |
| 9.    | Ширина клинового скоса                                                     | $\eta_k$             | м                 | 0,021                 |
| 10.   | Частота вращения ротора                                                    | $n$                  | мин <sup>-1</sup> | 2970                  |
| 11.   | Нагрузка на подшипник                                                      | $F$                  | Н                 | 1000                  |
| 12.   | Температура подачи смазки на входе в подшипник                             | $t_{п}$              | °С                | 50                    |
| 13.   | Допустимая температура смазки на сливе из подшипника на рабочей стороне    | $t_2$                | °С                | 70                    |
| 14.   | Перепад давления смазки в подшипнике                                       | $\Delta p$           | Па                | $0,146 \cdot 10^6$    |
| 15.   | Марка смазки                                                               | -                    | -                 | Тп-22С                |

Масло поступает уже нагретым от опорной части опорно-упорного подшипника: принята температура МПК  $t_0 = 50$  °С. Расчет подшипника производится в следующем порядке (параметры формул представлены в системе СИ, если иное не указано отдельно):



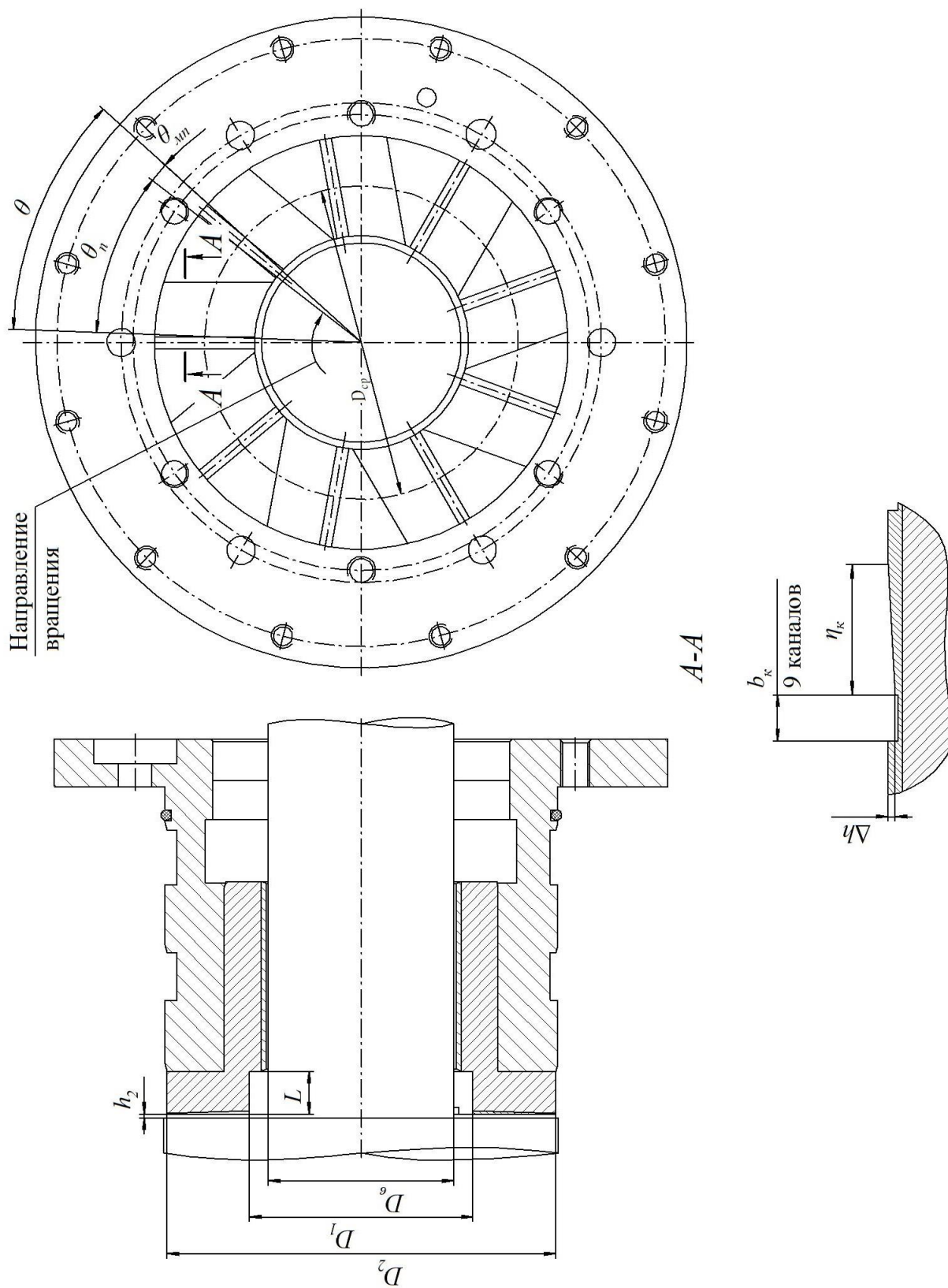


Рисунок Д.1 – Общий вид опорно-упорного подшипника с неподвижными подушками компрессорной установки Аэроком 4-670/11 УХЛ4

1. Вычисляются постоянные величины.

$$R_{cp1} = 0,25(D_{1p} + D_{2p}) = 0,25(0,09 + 0,163) = 0,06325 \text{ м.}$$

$$R_{cp2} = 0,25(D_{1н} + D_{2н}) = 0,25(0,09 + 0,163) = 0,06325 \text{ м.}$$

$$\theta_{mn1} = b_{к1} / R_{cp1} = 0,006 / 0,06325 = 0,0949 \text{ рад.}$$

$$\theta_{mn2} = b_{к2} / R_{cp2} = 0,006 / 0,06325 = 0,0949 \text{ рад.}$$

$$\theta_1 = 2\pi / z_{n1} = 2\pi / 9 = 0,6981.$$

$$\theta_2 = 2\pi / z_{n2} = 2\pi / 9 = 0,6981.$$

$$R_{\delta} = 0,5D_{\delta} = 0,5 \cdot 0,08 = 0,04 \text{ м.}$$

$$R_{1p} = 0,5D_{1p} = 0,5 \cdot 0,09 = 0,045 \text{ м.}$$

$$R_{1н} = 0,5D_{1н} = 0,5 \cdot 0,09 = 0,045 \text{ м.}$$

$$\theta_{n1} = 2\pi / z_{n1} - \theta_{mn1} = 2\pi / 9 - 0,0949 = 0,6032 \text{ рад.}$$

$$\theta_{n2} = 2\pi / z_{n2} - \theta_{mn2} = 2\pi / 9 - 0,0949 = 0,6032 \text{ рад.}$$

$$\sigma_1 = (D_{2p} - D_{1p}) / (D_{2p} + D_{1p}) = (0,163 - 0,09) / (0,163 + 0,09) = 0,2885.$$

$$\sigma_2 = (D_{2н} - D_{1н}) / (D_{2н} + D_{1н}) = (0,163 - 0,09) / (0,163 + 0,09) = 0,2885.$$

Относительная длина элемента периодичности

$$\lambda_1 = 4R_{cp1}\theta_1 / (D_{2p} - D_{1p}) = 4 \cdot 0,06325 \cdot 0,6981 / (0,163 - 0,09) = 2,4194.$$

$$\lambda_2 = 4R_{cp2}\theta_2 / (D_{2н} - D_{1н}) = 4 \cdot 0,06325 \cdot 0,6981 / (0,163 - 0,09) = 2,4194.$$

Относительная длина подушки

$$\lambda_{on1} = 4R_{cp1}\theta_1 / (D_{2p} - D_{1p}) = 4 \cdot 0,06325 \cdot 0,6032 / (0,163 - 0,09) = 2,091.$$

$$\lambda_{on2} = 4R_{cp2}\theta_2 / (D_{2н} - D_{1н}) = 4 \cdot 0,06325 \cdot 0,6032 / (0,163 - 0,09) = 2,091.$$

$$\omega = 2\pi \cdot n / 60 = 2\pi \cdot 2970 / 60 = 311 \text{ с}^{-1}.$$

2. Задаются шесть значений зазора  $h_{2,1}$  на рабочей стороне подшипника:  $0,02 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,03 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,04 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,05 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,06 \cdot 10^{-3}$  и  $0,07 \cdot 10^{-3}$  м. Определяется суммарный осевой зазор в двустороннем подшипнике:

$$\Delta = 0,24 \sqrt{(\omega \cdot R_{cp})(R_{cp} \cdot \theta_n)} = 0,24 \sqrt{(311 \cdot 0,6325)(0,6325 \cdot 0,6032)} = 0,2 \text{ мм или } 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Соответствующие зазоры на нерабочей стороне подшипника будут равны:  $0,18 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,17 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,16 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,15 \cdot 10^{-3}$  и  $0,14 \cdot 10^{-3}$  м.

3. Выполняется расчет на *рабочей стороне* подшипника. Расчет подшипника ведется для заданного ряда значений толщины смазочного слоя  $h_{2.1}$ . В качестве примера приведен расчет подшипника при  $h_{2.1}=0,02 \cdot 10^{-3}$  м или 0,02 мм.

По результатам расчета программы Sm2px3Tхт определены следующие характеристики подшипника: гидродинамическая реакция  $P_1=18692,2$  Н, потери мощности на трение с учетом течения смазки в МПК по ПТУГД задаче  $N_1=2209,85$  Вт, максимальная температура  $t_{\max}=92,79$  °С, расходы смазки через внутреннюю  $Q_{R1n}=0,164729 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с и внешнюю  $Q_{R2n}=0,235295 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с грани смазочного слоя.

Вычисляются потери мощности на трение свободного участка вала о смазку. Средняя температура смазки в зоне свободного участка вала под подпятником:  $t_{cp} = 0,5(t_0 + t_2) = 0,5(50 + 70) = 60$  °С. При этой температуре коэффициент динамической вязкости  $\mu_{cp} = 0,01275$  Па·с и плотность  $\rho_{cp} = 869,68$  кг/м<sup>3</sup>. Число Рейнольдса свободного участка вала:

$$Re_1 = 2 \rho_{cp} \omega R_g \frac{R_{1p} - R_g}{\mu_{cp}} = 2 \cdot 869,68 \cdot 311 \cdot 0,04 \frac{0,045 - 0,04}{0,01275} = 8485,8.$$

$$\text{Коэффициент трения: } f_{e1} = \frac{1,8 \cdot 10^{-2}}{Re_1^{0,24}} = \frac{1,8 \cdot 10^{-2}}{8485,8^{0,24}} = 0,002053.$$

Потери мощности на трение:

$$N_{e1} = 2830 \omega^3 f_{e1} R_g^4 L_1 = 2830 \cdot 311^3 \cdot 0,002053 \cdot 0,04^4 \cdot 0,018 = 8,05 \text{ Вт.}$$

Суммарные потери мощности на трение:

$$N_{n1} = N_1 + N_{e1} = 2209,85 + 8,05 = 2217,9 \text{ Вт или } 2,22 \text{ кВт.}$$

Перепад температуры в подшипнике:  $\Delta t = t_2 - t_1 = 70 - 50 = 20$  °С.

При температуре  $t_2 = 70$  °С удельная теплоемкость  $c_2 = 2032$  Дж/(кг·град) и плотность  $\rho_2 = 863,26$  кг/м<sup>3</sup>. Соответствующий этому перепаду удельный расход смазки:

$$Q^* = 1 / (c_2 \rho_2 \Delta t) = 1 / (2032 \cdot 863,26 \cdot 20) = 2,85 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{Вт}).$$

Необходимый расход смазки:

$$Q_1 = N_{n1} Q^* = 2217,9 \cdot 2,85 \cdot 10^{-8} = 6,32 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с} \text{ или } 3,79 \text{ л/мин.}$$

На практике для исключения погрешности расчета и обеспечения полноты заполнения смазкой подшипника пользуются 50 % запасом по расходу смазки:

$$Q_{31} = 1,5 Q_1 = 5,69 \text{ л/мин.}$$

Требуемый расход смазки через МПК:

$$Q_{к1} = Q_1 - Q_{R1n} - Q_{R2n} = (6,32 - 0,164729 - 0,235295) \cdot 10^{-5} = 5,92 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Необходимая площадь проходного сечения МПК на наружном диаметре подпятника:

$$S_{к1} = \frac{Q_{к1}}{z_{n1} \alpha \sqrt{2 \Delta p / \rho_2}} = \frac{5,92 \cdot 10^{-5}}{9 \cdot 0,62 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,146 \cdot 10^6 / 863,26}} = 0,0577 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Необходимая глубина МПК на наружном диаметре подпятника:

$$h_{к1} = \frac{S_{к1}}{b_{к1}} - h_{2,1} = \frac{0,0577 \cdot 10^{-5}}{0,006} - 0,02 \cdot 10^{-3} = 0,0762 \cdot 10^{-3} \text{ м или } 0,076 \text{ мм.}$$

4. В соответствии с п. 3 проводится расчет подпятника на рабочей стороне подшипника и для остальных значений  $h_{2,1}$  заданного ряда. Результаты заносятся в сводную таблицу Д.2.

Таблица Д.2

| №<br>П/П | $h_{2,1} = h_{\min}$ , мм | $P_1$ , кН | $N_{n1}$ , кВт | $t_{\max}$ , °С | $Q_1$ , л/мин | $h_{к1}$ , мм |
|----------|---------------------------|------------|----------------|-----------------|---------------|---------------|
| 1        | 0,02                      | 18,69      | 2,22           | 92,79           | 3,79          | 0,076         |
| 2        | 0,03                      | 9,48       | 1,72           | 86,11           | 2,95          | 0,042         |
| 3        | 0,04                      | 6,20       | 1,43           | 81,97           | 2,24          | 0,021         |
| 4        | 0,05                      | 4,85       | 1,23           | 77,29           | 2,10          | 0,0018        |
| 5        | 0,06                      | 4,20       | 1,09           | 73,82           | 1,87          | отриц. зн.    |
| 6        | 0,07                      | 3,84       | 0,98           | 71,31           | 1,68          | отриц. зн.    |

5. Выполняется расчет подпятника на *нерабочей стороне* подшипника. Значению  $h_{2,1} = 0,02$  мм соответствует  $h_{2,2} = 0,18$  мм. Задаются три значения перепада температуры  $\Delta t$  на нерабочей стороне: 0, 10 и 20 °С. Дальнейший расчет ведется с помощью программы Sm2px3Tхт параллельно для трех значений перепада тем-

пературы  $\Delta t$  в табличной форме (таблица Д.3).

Таблица Д.3

| №<br>п/п | Параметр                                                    | Размерность       | Значение                 |                        |                        |
|----------|-------------------------------------------------------------|-------------------|--------------------------|------------------------|------------------------|
| 1        | $\Delta t$                                                  | °С                | 0                        | 10                     | 20                     |
| 2        | $t_{0н} = t_0 + 5$                                          | °С                | 55                       | 55                     | 55                     |
| 3        | $t_2 = t_{0н} + \Delta t$                                   | °С                | 55                       | 65                     | 75                     |
| 4        | $c_2$                                                       | Дж/(кг·град)      | 1974                     | 2015                   | 2049                   |
| 5        | $\rho_2$                                                    | кг/м <sup>3</sup> | 872,54                   | 866,42                 | 860                    |
| 6        | $N_2$                                                       | Вт                | 466,2                    |                        |                        |
| 7        | $t_{cp} = 0,5(t_{0н} + t_2)$                                | °С                | 55                       | 60                     | 65                     |
| 8        | $\mu_{cp}$                                                  | Па·с              | 0,01574                  | 0,01275                | 0,01092                |
| 9        | $\rho_{cp}$                                                 | кг/м <sup>3</sup> | 872,54                   | 869,68                 | 866,42                 |
| 10       | $Re_2 = 2\rho_{cp}\omega R_6 \frac{R_{1н} - R_6}{\mu_{cp}}$ | -                 | 6896,45                  | 8485,83                | 9870,77                |
| 11       | $f_{62} = 1,8 \cdot 10^{-2} / Re_2^{0,24}$                  | -                 | 0,002158                 | 0,002053               | 0,00198                |
| 12       | $N_{62} = 2830 \omega^3 f_{62} R_6^4 L_1$                   | Вт                | 8,47                     | 8,05                   | 7,77                   |
| 13       | $N_{n2} = N_2 + N_{62}$                                     | Вт                | 474,94                   | 474,25                 | 473,97                 |
| 14       | $Q_{R1н}$                                                   | м <sup>3</sup> /с | $0,188769 \cdot 10^{-5}$ |                        |                        |
| 15       | $Q_{R2н}$                                                   | м <sup>3</sup> /с | $0,820897 \cdot 10^{-5}$ |                        |                        |
| 16       | $S_{к2} = b_{к2} h_{2.2}$                                   | м <sup>2</sup>    | $1,08 \cdot 10^{-6}$     |                        |                        |
| 17       | $Q_{к2} = z_{н2} \alpha S_{к2} \sqrt{2\Delta p / \rho_2}$   | м <sup>3</sup> /с | $11,024 \cdot 10^{-5}$   | $11,063 \cdot 10^{-5}$ | $11,105 \cdot 10^{-5}$ |
| 18       | $Q_2 = Q_{R1н} + Q_{R2н} + Q_{к2}$                          | м <sup>3</sup> /с | $12,034 \cdot 10^{-5}$   | $12,073 \cdot 10^{-5}$ | $12,115 \cdot 10^{-5}$ |
| 19       | $\Delta t_1 = N_{n2} / (c_2 \rho_2 Q_2)$                    | °С                | 2,29                     | 2,25                   | 2,22                   |

Строится график зависимости  $\Delta t_1 = f(\Delta t)$  и из условия  $\Delta t_1 = \Delta t$  находится фактическое значение перепада температуры  $\Delta t^* = 2,45$  °С (рисунок Д.2). Фактическое значение температуры на выходе из подшипника:

$$t_2^* = t_{0н} + \Delta t^* = 57,45 \text{ °С.}$$

Повторяются расчеты по п. 4...18 по таблице Д.3. при  $t_2 = 57,45$  °С и находятся фактические значения  $P_2 = 3148,73$  Н,  $N_{n2} = 444,869$  Вт,  $Q_2 = 10,49 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с или 6,30 л/мин.

6. Согласно п. 5 проводится расчет подшипника при остальных значениях зазора  $h_{2.2}$ . Результаты расчета заносятся в сводную таблицу Д.4.

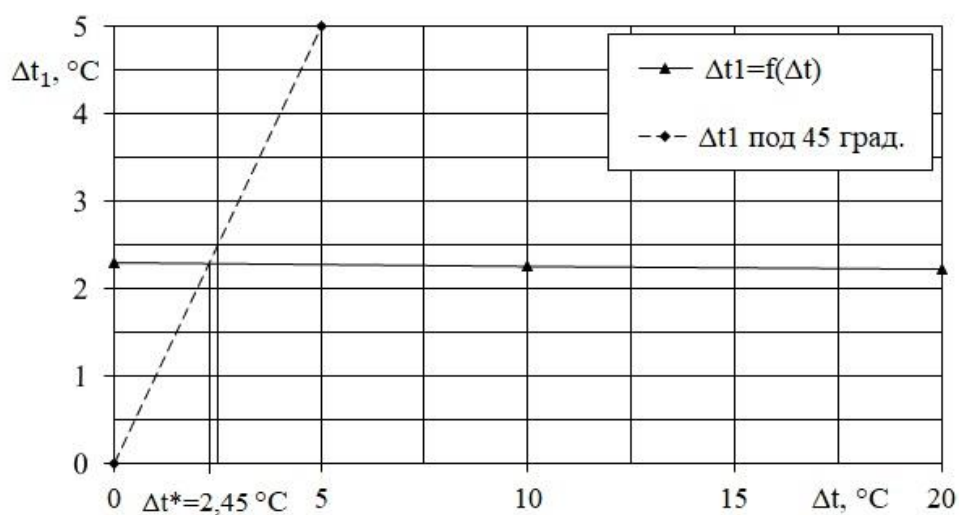


Рисунок Д.2 – Определение фактического перепада температуры смазки нерабочей стороны УПС

Таблица Д.4

| №<br>п/п | $h_{2.1}$ , мм | $h_{2.2}$ , мм | $P_2$ , кН | $N_{n2}$ , кВт | $Q_2$ , л/мин | $t_{\max}$ , °C | $t_{2н}$ |
|----------|----------------|----------------|------------|----------------|---------------|-----------------|----------|
| 1        | 0,02           | 0,18           | 3,149      | 0,444          | 6,30          | 64,02           | 57,45    |
| 2        | 0,03           | 0,17           | 3,154      | 0,455          | 5,90          | 64,42           | 57,65    |
| 3        | 0,04           | 0,16           | 3,160      | 0,467          | 5,50          | 65,42           | 57,85    |
| 4        | 0,05           | 0,15           | 3,168      | 0,481          | 4,92          | 66,42           | 58,05    |
| 5        | 0,06           | 0,14           | 3,176      | 0,497          | 4,60          | 67,12           | 58,20    |
| 6        | 0,07           | 0,13           | 3,190      | 0,513          | 4,30          | 69,00           | 58,60    |

Таблица Д.5

| №<br>п/п | $h_{2.1} = h_{\min}$ ,<br>мм | $P_n$ ,<br>кН | $N_n$ ,<br>кВт | $t_{\max}$ ,<br>°C | $Q_n$ ,<br>л/мин | $h_{k1}$ ,<br>мм | $t_{2н}$ |
|----------|------------------------------|---------------|----------------|--------------------|------------------|------------------|----------|
| 1        | 0,02                         | 15,541        | 2,664          | 92,79              | 10,09            | 0,076            | 57,45    |
| 2        | 0,03                         | 6,326         | 2,175          | 86,11              | 8,85             | 0,042            | 57,65    |
| 3        | 0,04                         | 3,040         | 1,897          | 81,97              | 7,74             | 0,021            | 57,85    |
| 4        | 0,05                         | 1,682         | 1,711          | 77,29              | 7,02             | 0,0018           | 58,05    |
| 5        | 0,06                         | 1,024         | 1,587          | 73,82              | 6,47             | 0                | 58,20    |
| 6        | 0,07                         | 0,650         | 1,493          | 71,31              | 5,98             | 0                | 58,60    |

7. Вычисляются несущая способность двухстороннего подшипника  $P_n = P_1 - P_2$ , суммарные потери мощности на трение  $N_n = N_1 + N_2$ , расход смазки через подшипник  $Q_n = Q_1 + Q_2$ . В сводную таблицу Д.5 заносятся значения вместе с другими параметрами ( $t_{\max}$ ,  $h_{k1}$ ,  $t_{2н}$ ), вычисленные при расчете подшипника.

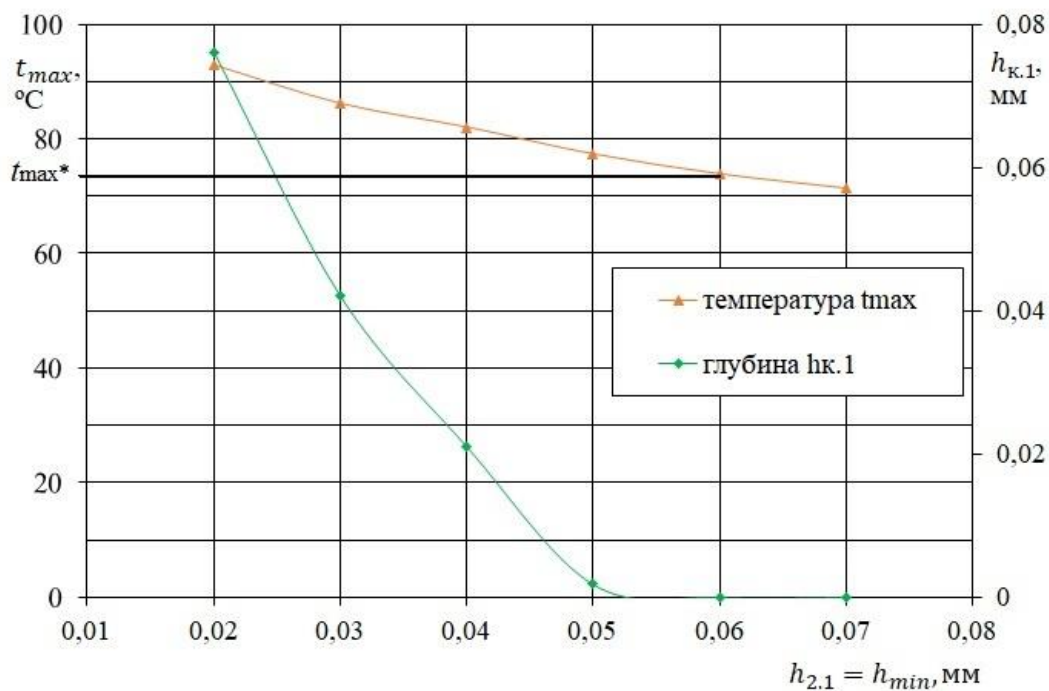
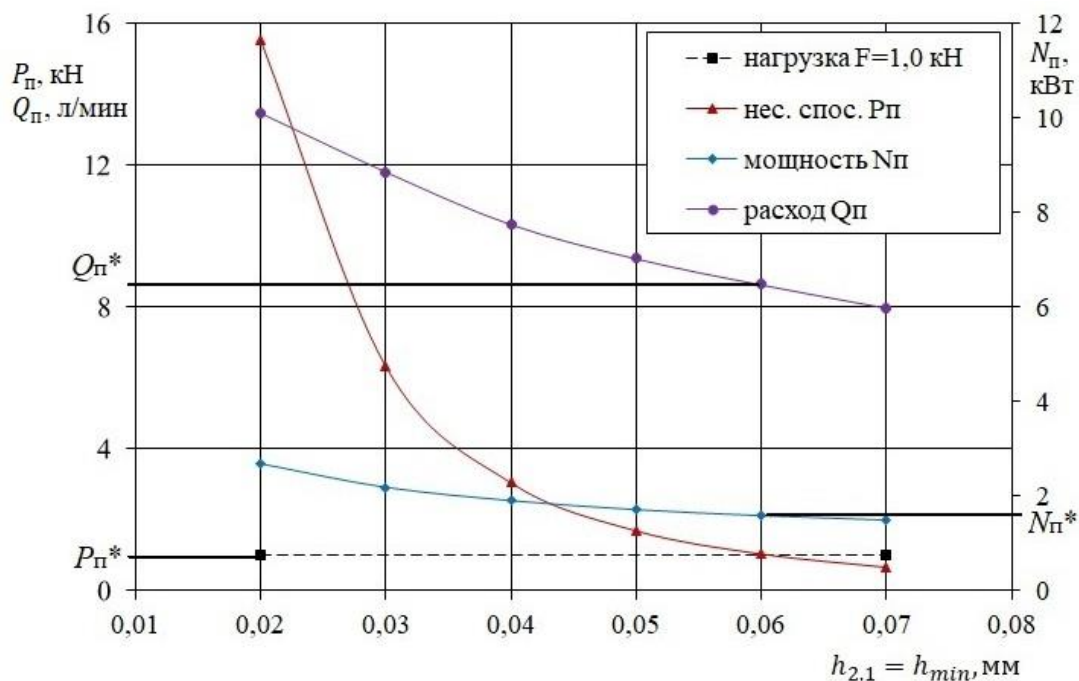


Рисунок Д.3 – Зависимость основных характеристик подшипника от толщины смазочного слоя  $h_{2,1}$

8. Строятся графики зависимостей основных характеристик подшипника от толщины смазочного слоя на рабочей стороне подшипника (рисунок Д.3).

9. Для заданной нагрузки  $F = 1,0$  кН по графикам (см. рисунок Д.3) находятся основные характеристики подшипника:  $N_n^* = 1,55$  кВт;  $Q_n^* = 6,4$  л/мин;  $t_{max}^* = 73,8$  °C;  $h_{к1}^* = 0$  мм (отсутствует дополнительный выход смазки на наруж-

ном радиусе МПК),  $h_{\min}^* = 58$  мкм. Ограничивающие параметры  $t_{\max}$  и  $h_{\min}$  находятся в допустимых пределах. При этом максимальная несущая способность упорного подшипника при  $h_{\min} = 25$  мкм (предельная нагрузка) выше заданной осевой нагрузки в  $P_n / F \approx 10/1,0 = 10$  раз.



## ПРИЛОЖЕНИЕ Е



### Акт о внедрении

Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования

«Казанский национальный исследовательский технологический университет»  
результатов диссертационной работы Соколова Николая Викторовича

«Разработка и совершенствование методов расчета термоупругогидродинамических  
характеристик упорных подшипников скольжения при нестационарных и установившихся  
режимах работы компрессорных машин»

Мы, нижеподписавшиеся, и. о. заведующего кафедрой «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ», доцент, к.т.н. Мустафин Т. Н. и доцент кафедры НКТТ, к.т.н. Соколов Н. В. составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы, представляемой на соискание ученой степени доктора технических наук, внедрены в виде программы расчетов «Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи», позволяющей рассчитывать характеристики упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при перемещении упорного диска ротора центробежного или винтового компрессора, в учебный процесс кафедры НКТТ ФГБОУ ВО «КНИТУ». Программа позволяет трактовать физические основы работы узлов трения и может быть полезна бакалаврам и магистрам при выполнении курсовых проектов и выпускных квалификационных работ.

И. о. заведующего кафедрой НКТТ  
ФГБОУ ВО «КНИТУ»,  
доцент, к.т.н.

Т. Н. Мустафин

Рисунок Е.1 – Акт о внедрении в учебный процесс кафедры НКТТ  
ФГБОУ ВО «КНИТУ»



В.Б.ШНЕПП ИСЕМЕНДӘГЕ УЗӘКТӘН КУУЧЫ ҺӘМ РОТОРЛЫ  
КОМПРЕССОРЛАР БУЕНЧА ФӨННИ ТИКШЕРЕНУ ҺӘМ  
КОНСТРУКТОРЛЫК ИНСТИТУТЫ.  
АКЦИОНЕРЛЫК ЖӘМГҮЯТЕ  
420029, Казан шәһәре, Себер тракты ур., 40

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И КОНСТРУКТОРСКИЙ  
ИНСТИТУТ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И РОТОРНЫХ КОМПРЕССОРОВ  
им.В.Б.ШНЕППА  
420029, Россия, г.Казань, ул.Сибирский тракт, д.40  
Тел.: +7 (843) 221 53 53  
Факс: +7 (843) 221 53 46  
E-mail: [niitk@niitk.ru](mailto:niitk@niitk.ru) [www.niitk-kazan.ru](http://www.niitk-kazan.ru)  
Код ОКПО 00218288, Код ОКОНХ 95120, 95300, 14186  
ИНН/КПП 1660016351/166001001

УТВЕРЖДАЮ  
Директор по импортозамещению и  
локализации  
ООО «Группа ГМС» К.П.И.  
Е. Р. Ибрагимов  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2026

**Акт о внедрении**  
результатов диссертационной работы Соколова Николая Викторовича  
«Разработка и совершенствование методов расчета термоупругогидродинамических  
характеристик упорных подшипников скольжения при нестационарных и установившихся  
режимах работы компрессорных машин» в  
**АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС)**

Мы, нижеподписавшиеся, главный конструктор по технологическим инновациям и импортозамещению АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» Садыков М. Т. и доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет», к.т.н. Соколов Н. В. составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы, представляемой на соискание ученой степени доктора технических наук, в рамках научно-технического сотрудничества использованы при проведении реинжиниринга упорных и опорно-упорных подшипников скольжения иностранных компрессоров Siemens, Lufkin, Ingersoll Rand, Hitachi, Sundyne, Nuovo Pignone. Результаты проектировочных расчетов подшипников с помощью разработанной теоретической программы внесены в эксплуатационную документацию узлов трения производства АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа».

Главный конструктор  
АО «НИИтурбокомпрессор  
им. В.Б. Шнеппа»

Доцент кафедры «Низкотемпературная и  
компрессорная техника и технология»  
ФГБОУ ВО «КНИТУ», к.т.н.

  
М. Т. Садыков  
  
Н. В. Соколов

Рисунок Е.2 – Акт о внедрении при проведении реинжиниринга подшипников скольжения АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС)



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
«ГАЗПРОМНЕФТЬ-ОМСКИЙ НПЗ»  
(АО «ГАЗПРОМНЕФТЬ-ОНПЗ»)

Юридический адрес:  
Россия, 644040, г. Омск, пр. Губкина, д. 1  
ОГРН 1025500508956, ИНН 5501041254  
Адрес для корреспонденции:  
Россия, 644040, г. Омск, пр. Губкина, д. 1  
Тел.: +7 (3812) 690-481. Факс: +7 (3812) 631-188  
e-mail: konc@omsk.gazprom-neft.ru  
onpz.gazprom-neft.ru

#### УТВЕРЖДАЮ

Главный механик, начальник управления

 Яценюк Д.Н.  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2026 г.

#### Акт

Настоящий акт составлен в том, что результаты диссертационной работы Соколова Николая Викторовича «Разработка и совершенствование методов расчета термоупругогидродинамических характеристик упорных подшипников скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин», представленной к защите на соискание ученой степени доктора технических наук, внедрены в одноступенчатую центробежную компрессорную установку (КУ) Аэроком 1-13/8,1-9,4А УХЛ1 для сжатия азота (поз. 312-С1А) по проекту «Техническое перевооружение Л-35/11-1000. Монтаж системы очистки газов регенерации от хлора», эксплуатируемой на АО «Газпромнефть-ОНПЗ», г. Омск. Предприятие-изготовитель – АО «Казанькомпрессормаш» (Группа ГМС).

В конструкции корпуса компрессора центробежной установки мультипликаторного типа предусмотрен один двухсторонний упорный подшипник скольжения с неподвижными подушками на тихоходном роторе с приводом от электродвигателя. Подшипник разработан на исходные осевые нагрузки Соколовым Н.В. в процессе проектирования КУ специалистами АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС). Установка приступила к проведению постоянной (промышленной) эксплуатации с 01.11.2017 г. и имеет суммарную наработку на 16.02.2026 г. 69 445 часов.

Претензий к работе упорного подшипника в составе конструкции компрессора в процессе эксплуатации установки не имеется.

Руководитель группы

Згуровец Ю.Ф.

Механик установки Л-35-11/1000

Леонтьев А.Н.



АО «ГАЗПРОМНЕФТЬ-  
ОНПЗ»

Рисунок Е.3 – Акт о внедрении спроектированного упорного подшипника в мультипликаторную ЦКУ Аэроком 1-13/8,1-9,4А УХЛ1 на АО «Газпромнефть-ОНПЗ»



**АКЦИОНЕРНОЕ  
ОБЩЕСТВО «ТАНЕКО»**

**БИЗНЕС-НАПРАВЛЕНИЕ  
«НЕФТЕГАЗОПЕРЕРАБОТКА»**

а/я 97 РУПС, г. Нижнекамск,  
Республика Татарстан, 423570



**«ТАНЕКО»  
АКЦИОНЕРЛЫК ЖӘМГЫЯТЕ**

**«НЕФТЕГАЗОПЕРЕРАБОТКА»  
БИЗНЕС-ЮНӘЛЭШ**

а/я 97 РУПС, Түбән Кама шәһәре,  
Татарстан Республикасы, 423570

Телефоны: приемная (8555) 49-02-02, канцелярия (8555) 49-00-41; e-mail: referent@taneco.ru

**УТВЕРЖДАЮ**

Заместитель генерального директора  
по техническому обслуживанию и  
инжинирингу АО «ТАНЕКО»

В.Е. Головин

« 1 » 2026 г.

**АКТ**

Настоящий акт составлен в том, что результаты диссертационной работы Соколова Николая Викторовича «Разработка и совершенствование методов расчета термоупругогидродинамических характеристик упорных подшипников скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин», представленной к защите на соискание ученой степени доктора технических наук, внедрены в центробежную компрессорную установку (КУ) Аэроком 4-670/11 УХЛ4 для сжатия воздуха на площадке установки «Комплекс нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов с увеличением объемов переработки углеводородного сырья» получения азота методом низкотемпературной ректификации, эксплуатируемой на АО «ТАНЕКО» (ПАО «Татнефть»), г. Нижнекамск. Предприятие-изготовитель – АО «Казанькомпрессормаш».

Конструктивно компрессор представляет собой трехступенчатую центробежную машину с выносными газоохладителями и повышающей зубчатой передачей, встроенной в корпус.

В конструкции корпуса компрессора центробежной установки один двухсторонний упорный подшипник скольжения с неподвижными подушками на тихоходном роторе с приводом от электродвигателя. Подшипник разработан на заданные осевые нагрузки Соколовым Н.В. в процессе проектирования КУ специалистами АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС). Установки получения азота находятся в промышленной эксплуатации с 09.12.2024 г. Нарботка по компрессорным установкам Аэроком 4-670/11 УХЛ4 на текущий момент времени (на 13.01.2026 г.) составляет: поз. 7103K0001A – 6852 ч., поз. 7103K0001B – 12705 ч., поз. 7103K0001C – 7179 ч.

К настоящему времени замечаний к работе упорного подшипника корпуса КУ Аэроком 4-670/11 УХЛ4 на протяжении эксплуатации установки не имеется.

Главный механик



А.А. Данилов

Рисунок Е.4 – Акт о внедрении спроектированного упорного подшипника  
в мультипликаторную ЦКУ Аэроком 4-670/11 УХЛ4  
на АО «ТАНЕКО» (ПАО «Татнефть»)