

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДИСКА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Н.В. Соколов

sokol-88@list.ru

ФГБОУ ВО «КНИТУ», г. Казань, Российская Федерация

Аннотация

Проведено численное исследование влияния гармонического перемещения упорного диска ротора центробежного или винтового компрессоров в пределах зазора на интегральные и динамические характеристики упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками. При постановке прямой динамической задачи с помощью программы Sm2px3Tht исследованы несущая способность, демпфирование, образование разрежения в несущем смазочном слое упорного подшипника скольжения, возникновение отрицательной несущей способности, температурный режим работы и изменение потерь его мощности. Программа Sm2px3Tht основана на численной реализации периодической термоупругогидродинамической математической модели, описывающей тепловые, гидродинамические и деформационные процессы в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника скольжения. Отмечено влияние на рассматриваемые характеристики упорного подшипника скольжения скорости перемещения диска ротора относительно плоскости подушек под действием внешней возмущающей осевой силы компрессора, определяемой циклической частотой перемещения диска при гармоническом законе помпажа. При повышенном значении циклической частоты, что соответствует высокочастотному помпажу компрессора, независимо от геометрических размеров упорного подшипника скольжения, может возникнуть отрицательная несущая способность. Определена наиболее опасная зона рабочей поверхности неподвижной подушки вблизи задней кромки при циклическом изменении гидродинамического давления. Сочетание высокотемпературного режима работы и гидродинамики циклического процесса может привести к выходу из строя упорного под-

Ключевые слова

Упорный подшипник, прямая задача, осевой зазор, синусоида, циклическая частота, несущая способность, демпфирование, гидродинамическое давление, разрежение

Введение. Конструкции центробежной и винтовой компрессорных машин состоят из множества корпусных элементов. При эксплуатации в проточной части могут происходить различные процессы с переменной составляющей, влияющие в первую очередь на узлы трения компрессоров — гидродинамические подшипники скольжения и бесконтактные уплотнения (промежуточные или торцевые). Важность узлов трения компрессоров заключается в определяющей роли обеспечения надежности работы самой компрессорной машины. Это объясняется внутренними условиями сжатия газа, соответствующими силовыми нагрузками и давлениями среды, в том числе при переходных режимах. Для переходных или неустановившихся режимов работы центробежных и винтовых компрессоров (ЦК, ВК) характерна недопустимость мгновенного изменения потенциальной и кинетической энергий, которые накоплены в роторах компрессоров и сосудах сбора сжимаемого газа [1]. Наиболее опасными для конструкции компрессора считаются нестационарные газодинамические процессы, развивающиеся непосредственно в проточной части: помпаж и предшествующий ему высокочастотный вращающийся срыв [2, 3]. При этом упорный подшипник скольжения напрямую воспринимает результат изменения во времени осевой нагрузки, которая определяется срывными процессами в проточной части компрессора. Следовательно, при проектировании упорных подшипников и расчете устойчивости системы ротор–подшипники скольжения необходимо обращать внимание на стабильность работы самой системы компрессора вдоль оси ротора, в том числе при переходных режимах.

Рассмотрим упорный подшипник скольжения (УПС) (рис. 1) с неподвижными подушками. Основное назначение УПС заключается в восприятии возмущающей силы вдоль оси ротора компрессора и передаче ее на статор (рис. 2), уменьшении износа и трения между поверхностями диска ротора и неподвижных подушек за счет гарантированного смазочного слоя, а также в фиксировании ротора в рабочем положении относительно статора при заданном направлении осевой силы. Осевые

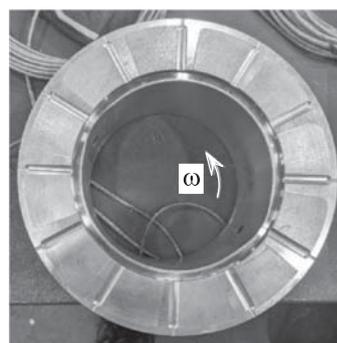


Рис. 1. Упорный подшипник скольжения с неподвижными подушками (Siemens, ФРГ)

силы возникают от перепада давления Δp сжимаемого газа между сторонами нагнетания и всасывания ЦК и ВК высокого давления (с конечным давлением более 10 МПа), от срывных газодинамических процессов при сжатии газа в проточной части ЦК и/или от осевой составляющей нагрузки косозубого зубчатого зацепления, например, мультипликаторного ЦК [4].

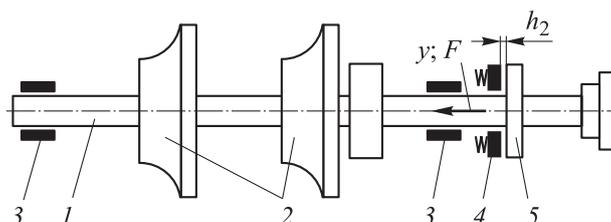


Рис. 2. Схема роторной части ЦК:

1 — вал; 2 — рабочая ступень; 3 — опорный подшипник скольжения; 4 — УПС;
5 — упорный диск; h_2 — рабочий зазор; F — осевая нагрузка

Стремление увеличить частоты вращения роторов ЦК и ВК в целях повышения производительности машины, конечного давления p_k и, соответственно, нагрузки F вдоль оси ротора приводят к ужесточению условий работы упорного подшипника. Осевые газовые силы могут изменяться как по величине, так и по 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 [1, 5]. В некоторых случаях ротор компрессора упорным диском при перемещении вдоль оси может коснуться статора (подушек упорного подшипника). Это может привести к подплавлению и стиранию баббитового слоя рабочей поверхности подушек, искажению осевого зазора h_2 и выходу из строя подшипников. При внешних переменных режимах работы ЦК и ВК происходит существенное увеличение силового и температурного воздействий на подушки УПС, которые могут достичь предельных значений в смазочных слоях и заметно сократить срок службы УПС [4, 6–8]. При этих процессах материал баббита подшипника в месте максимальной температуры на подушке может достичь предела текучести [9], что со временем может привести к усталостному ударному повреждению [10].

В связи с этим возрастают современные требования к адекватному математическому моделированию, созданному на его основе программному обеспечению и более детальному проектированию УПС компрессоров. На характеристики УПС влияют следующие режимные параметры: окружная скорость упорного диска (т. е. ротора), температура подачи смазочного

материала в подшипник и его расход, значение стационарной внешней нагрузки F_{st} и характер изменения нагрузки F_d во времени. Таким образом, при расчете и проектировании понимание физики гидродинамических и тепловых процессов в рабочих слоях смазочного материала УПС жидкостного трения ЦК и ВК является актуальной задачей, заметно влияющей на общее повышение качества расчета и ресурса работы компрессора.

Постановка задачи. Цельный кольцевой подпятник изучаемого УПС включает в себя неподвижные (фиксированные) подушки и вращающийся с угловой скоростью ω упорный диск (рис. 3). Над поверхностью подушек образуются смазочные слои, гидродинамическое давление которых разделяет поверхности подушек и диска с гарантированным зазором h_2 . Интеграл давлений смазочных слоев над поверхностями подушек образует несущую способность упорного подшипника P , которая уравнивает

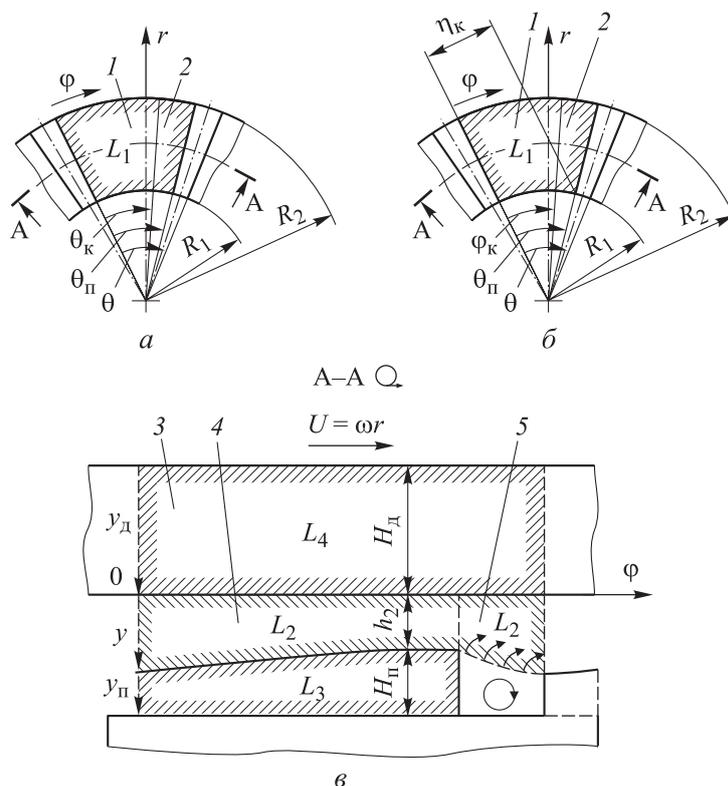


Рис. 3. Расчетная схема УПС:

- $a, б$ — профили подушек с винтовой поверхностью и со скосом, параллельным МПК;
- $в$ — разрез по А–А вдоль среднего радиуса; 1, 2 — клиновидная и плоская части подушки;
- 3 — упорный диск; 4 — смазочные слои; 5 — МПК; r, φ, y — координатные оси;
- $\theta_k, \theta_p, \theta$ — угловые протяженности клина, подушки и элемента периодичности;
- H_p, H_d — толщина подушки и диска

прикладываемую осевую нагрузку F . Подушки разделены между собой межподушечными каналами (МПК), служащими для подвода свежего смазочного материала с температурой t_0 под давлением от смазочной системы и для восстановления баланса смазочного материала в подшипнике. Отработанный смазочный материал на выходе из предыдущей подушки при $\varphi = \theta_{\text{п}}$ не уносится полностью во внешнюю среду. Часть его увлекается под вращением диска и попадает в следующую подушку при $\varphi = 0$ ($\varphi = \theta$). Свежий смазочный материал с температурой t_0 МПК смешивается с отработанным смазочным материалом. Эта тонкая область МПК, участвующая в сложном теплообменном процессе вблизи поверхности диска, образует пограничный слой и условно отделена от остального пространства МПК [8, 9, 11]. Подушки 1, 2 подпятника с рабочей стороны имеют собственный единый профиль с плоской и клиновой частями, позволяющий за счет сужения (конфузорности) и вращения диска при достаточности расхода смазочного материала формировать гидродинамическое давление. На практике в компрессорах и редукторах чаще всего применяются два профиля неподвижной подушки: винтовая поверхность клинового колоса (рис. 3, а) и скос, параллельный МПК (рис. 3, б).

Для изучения динамически нагруженного УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК разработана программа расчетов Sm2px3Tхт [12]. В основу программы положена периодическая термоупругогидродинамическая (ТУГД) математическая модель работы УПС, которая показала наибольшую сходимость с результатами экспериментов по сравнению с классическими адиабатной и ТУГД-теориями [4, 7, 8]. Периодическая ТУГД-постановка наиболее полно учитывает тепловые эффекты [4, 13], которые приводят к значительным изменениям вязкости смазочного материала и термическим/упругим деформациям рабочих поверхностей подушек. Игнорирование выделения теплоты может привести к разрыву несущего слоя смазочного материала и потенциальному заклиниванию. Особенность периодической ТУГД-модели заключается в постановке периодических граничных условий для уравнения энергии, определяющим образом влияющих на результат конечного решения для характеристик подшипника [11, 14]. При периодической ТУГД-постановке описываются возникновение гидродинамического давления смазочного слоя в области \bar{L}_1 над поверхностью подушки и совместные процессы распространения теплоты во всех областях подшипника: смазочном и пограничном слоях области \bar{L}_2 , неподвижной подушке области \bar{L}_3 , вращающемся упорном диске области \bar{L}_4 , с учетом условий теплообмена с окружающей средой и МПК. Программа Sm2px3Tхт разработана с возможностью учета изменения локальных (мак-

симальная температура и минимальная толщина смазочного слоя подшипника) и интегральных (несущая способность, потери мощности на трение, расходы смазочного материала через входное и выходные сечения смазочного слоя, тепловые потоки через сечения конструктивных элементов и смазочных слоев, распределение давлений и температур и др.) характеристик в зависимости от времени при перемещении диска вдоль оси ротора компрессора. При моделировании сохранены локальные составляющие высоты зазора $\partial h / \partial t$ для уравнения Рейнольдса и произведения плотности и температуры $\partial(\rho t) / \partial t$ для дивергентного вида уравнения энергии [13].

Программа Sm2px3Tht позволяет моделировать условия работы УПС с неподвижными подушками компрессора (или иной машины, в которой существуют осевые нагрузки), рассчитать характеристики и определить геометрические размеры, при которых при заданном режиме работы компрессорной машины критические параметры подшипника не превышают предельных значений: минимальный зазор $h_{\min} \geq 20 \dots 25$ мкм, максимальная температура $t_{\max} \leq 110 \dots 120$ °С в зависимости от марок масла и баббитового покрытия.

Более подробное описание трехмерной нестационарной периодической ТУГД математической модели УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК и необходимыми граничными условиями областей $\bar{L}_1, \bar{L}_2, \bar{L}_3, \bar{L}_4$, особенностей численной реализации, массового и теплового балансов программы Sm2px3Tht приведено в [4, 7, 8, 13, 15]. В работах рассмотрены гидродинамические и тепловые процессы, а также указаны результаты численных экспериментов при стационарном режиме работы подшипника.

В инженерной практике изучения системы ротор–подшипники скольжения распространена линейная (линеаризованная) постановка задачи, которая заключается в представлении гидродинамической реакции смазочного слоя подшипника линейными функциями перемещений и скоростей центра вращающегося элемента и в определении через динамические характеристики смазочного слоя подшипника (тензоры жесткости и демпфирования) границ устойчивости [16, 17]. В некоторых случаях в расчетах также применяется решение нелинейной задачи, позволяющей моделировать осевое перемещение вращающегося элемента в пределах рабочего зазора на основе совместного решения уравнений динамики ротора и гидродинамики смазочного слоя [18, 19].

В проектировочных и поверочных статических расчетах осевая нагрузка F на УПС, как правило, принимается постоянной. В этом случае при заданном радиусе шейки вала R_0 постепенно определяются внутрен-

ний R_1 и внешний R_2 радиусы подушек, угол охвата подушки θ_{Π} и число подушек z из условия площади заполнения рабочей поверхности УПС, относительные длина λ и ширина σ подушек, оставшиеся геометрические размеры и эксплуатационные параметры [20]. Используемая в настоящей работе прямая постановка динамической задачи позволяет изучить динамическое нагружение УПС с неподвижными подушками путем произвольного моделирования формы перемещения упорного диска ротора компрессора под действием переменной возмущающей силы F . Такая постановка позволяет исследовать локальные и интегральные характеристики УПС под действием перемещения диска, и, следовательно, ее можно рассматривать как дополнение к статическому расчету. При этом при перемещении не учитывается инерционность массы ротора компрессора под действием внешней силы F . Перемещение диска вдоль оси ротора компрессора описывается уравнением

$$y = y_{st} + y_d, \quad (1)$$

где y_{st} , y_d — постоянная и динамическая составляющие.

В случае вращающегося срыва ЦК или мягкого помпажа динамическая составляющая приведена в виде изменения по гармоническому закону

$$y_d = A \sin \Omega \tau, \quad (2)$$

где A , Ω — амплитуда и циклическая частота перемещения диска при помпаже [2, 3, 5, 13]. Хотя с помощью предлагаемого в настоящей статье анализа можно обрабатывать произвольное динамическое нагружение при прямой постановке задачи, приведенные результаты относятся только к синусоидальному нагружению. Такое нагружение УПС используется, потому что позволяет лучше понять термодинамические явления при динамическом нагружении [21].

Параметр y входит в формулу зазора плоскоклиновой поверхности неподвижной подушки УПС. При отсутствии перекосов в безразмерном виде формула зазора выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} \bar{h} = \frac{h}{h_{20}} = 1 + \bar{y} + \varepsilon_o \left(1 - \bar{\varphi} / (\bar{\theta}_k \bar{\theta}_{\Pi}) \right) \delta_k + \\ + \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\Psi} \int_0^1 \left[\bar{T}_n(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_n(\bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right] d\bar{y}_n; \quad (3) \\ \delta_k = \begin{cases} 1, & 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_k \bar{\theta}_{\Pi}; \\ 0, & \bar{\theta}_k \bar{\theta}_{\Pi} < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_{\Pi} \end{cases} \end{aligned}$$

— в случае винтовой поверхности клинового скоса (см. рис. 3, а);

$$\begin{aligned} \bar{h} = \frac{h}{h_{20}} = 1 + \bar{y} + \varepsilon_0 \left[1 - \frac{\sigma \bar{r} + 1}{\bar{\eta}_k} \sin(\sigma \lambda \bar{\varphi}) \right] \delta_k + \\ + \alpha_{\text{п}}^* \chi \frac{\Psi_{\text{п}}}{\Psi} \int_0^1 [\bar{T}_{\text{п}}(\bar{\theta}_{\text{п}}, \bar{y}_{\text{п}}) - \bar{T}_{\text{п}}(\bar{\varphi}, \bar{y}_{\text{п}})] d\bar{y}_{\text{п}}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\delta_k = \begin{cases} 1, & 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\varphi}_k; \\ 0, & \bar{\varphi}_k < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_{\text{п}}, \end{cases}$$

где $\bar{\varphi}_k = 1 / \sigma \lambda \arcsin \bar{\eta}_k / (\sigma \bar{r} + 1)$ — в случае параллельного МПК скоса (см. рис. 3, б). Здесь h_{20} — характерная толщина слоя подшипника; $\bar{y} = y / h_{20}$ — безразмерная координата положения диска; $\varepsilon_0 = \Delta h / h_{20}$ — относительная клиновидность подушки; $\bar{\eta}_k = \eta_k / R_{\text{ср}}$ — относительная ширина клинового скоса; σ, λ — относительные ширина и длина подушки; $\alpha_{\text{п}}$ ($\alpha_{\text{п}}^* = \alpha_{\text{п}} / \beta$) — коэффициент линейного расширения материала подушки; β — температурный коэффициент вязкости смазочного материала; δ_k — единичная функция.

Далее рассматривается изменение локальных и интегральных характеристик УПС с неподвижными подушками под действием гармонического перемещения упорного диска ротора компрессора при постановке прямой задачи.

Результаты численных экспериментов. С помощью программы Sm2px3Tht выполнены численные эксперименты. При задании исходных данных в качестве примера расчета принята геометрия УПС с неподвижными подушками ЦК (ФГБОУ ВО «КНИТУ», кафедра «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии») [1, 4, 7, 8, 15]. Условная граница пограничного слоя, отделяющая горячий отработанный смазочный материал от ядра потока МПК, принята непроницаемой с постоянной температурой $t = t_0$ на границе с каналом. В качестве рабочей жидкости использовалось турбинное масло марки Тп-22 с классом вязкости ISO VG 32 по ISO 3488, наиболее применяемое на практике для смазывания узлов трения компрессоров. Аппроксимирующие сетки расчетных областей УПС при численной реализации содержат число узлов $N_r = 51$, $N_{\varphi} = 71$, $N_y = 31$, $N_{y_{\text{п}}} = 9$, $N_{y_{\text{д}}} = 9$. Частота мягкого помпажа ЦК $\nu = 1$ и 10 Гц [1–3]. Остальные исходные данные приведены ниже.

Исходные данные для расчета УПС с неподвижными подушками

Профиль рабочей поверхности подушки Винтовая поверхность
(см. рис. 3, а)

Частота вращения ротора n , мин ⁻¹	5000, 10 000
Диаметр, мм:	
внутренний D_1	70
внешний D_2	115
Число подушек z	8
Высота зазора при статическом нагрузении h_2 , мкм	90
Угловая протяженность, град:	
подушки θ_n	38,8
скоса θ_k	$0,75 \theta_n$
Глубина скоса $\delta_{ск}$, мм	0,05
Толщина, мм:	
упорного диска H_d	25
подушки H_n	5
Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска $\lambda_n = \lambda_d$, Вт/(м · град)	50
Теплоемкость материала подушки и упорного диска $c_n = c_d$, Дж/(кг · град)	469
Температура подачи смазочного материала t_0 , °С	40
Давление по краям подушки, абс., $p _r$, МПа	0,24–0,26
Коэффициент теплоотдачи α_T , Вт/(м ² · град)	300–500
Амплитуда перемещения диска A , мкм	22,5; 45
Циклическая частота перемещения диска $\Omega = 2\pi\nu$, рад/с	6,28 (1 Гц)

Изменение несущей способности УПС с неподвижными подушками при перемещении диска по гармоническому закону приведено на рис. 4. Происходит также циклическое изменение несущей способности P : при уменьшении зазора h_2 несущая способность ожидаемо увеличивается, при увеличении зазора h_2 — резко возрастает. Рабочий режим устанавливается уже на втором периоде. В процессе перемещения наблюдается существенное запаздывание изменения несущей способности во времени при максимальном зазоре h_2 , а также образуется остроконечный пик максимума P (см. рис. 4). Это связано с увеличением рабочего зазора, уменьшением относительной клиновидности ε_0 и гидравлического сопротивления, от которых зависит возникновение гидродинамической реакции [11]. Процесс выдавливания смазочного материала из зазора происходит скоротечно. Последующее наполнение смазочным материалом происходит путем подсоса через внешние границы смазочного слоя, в том числе через боковые грани подушки при $r = R_1$ и $r = R_2$ с тем-

пературой t_0 , что предусмотрено соответствующим граничным условием для уравнения энергии [7, 8, 13, 15]. Это приводит к тому, что повышение гидродинамического давления p при увеличенном зазоре h_2 имеет некоторую инерцию. Увеличение циклической частоты перемещения от $\Omega = 6,28$ рад/с ($\nu = 1$ Гц) до $\Omega = 62,83$ рад/с ($\nu = 10$ Гц) не влияет на изменение характеристик упорного подшипника (не представлено). Отметим, что дальнейшее увеличение циклической частоты перемещения диска при увеличенных частотах вращения диска $n \geq 10\,000$ мин⁻¹ и зазорах $h_2 \geq 90$ мкм и, следовательно, низких гидродинамических давлениях p приводит к некоторому разрежению на рабочей поверхности подушки с локальным давлением смазочного материала, меньше давления подачи $p < p|_T = 0,24 \dots 0,25$ МПа.

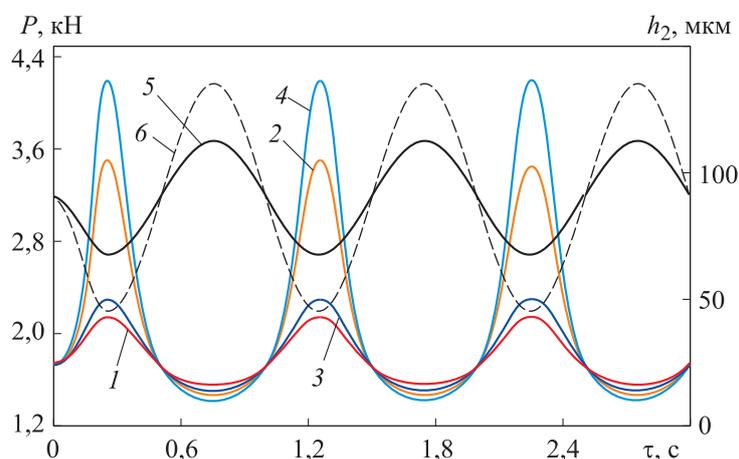


Рис. 4. Изменение несущей способности P при перемещении диска: $n = 5000$ (кривые 1, 2) и $10\,000$ мин⁻¹ (3, 4); $h_2 = 90$ мкм (1-4); $A = 22,5$ (1, 3, 5) и 45 мкм (2, 4, 6); h_{\min} (5, 6)

Двукратное увеличение амплитуды гармонического перемещения A (от 22,5 до 45 мкм) при неизменном статическом зазоре приводит к нелинейному повышению пика максимальной несущей способности при циклическом процессе (см. рис. 4): при частоте $n = 5000$ мин⁻¹ на $(3661,64 - 2166,59) \cdot 100/2166,59 = 69\%$, при $n = 10\,000$ мин⁻¹ на $(4303,6 - 2314,19) \times 100/2314,19 = 86\%$. Двукратное увеличение частоты вращения n (от 5000 до 10 000 мин⁻¹) приводит к увеличению 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 статического зазора приведет к большим изменениям P . При этом минимальное значение несущей способности P при разных частотах вращения n ,

циклических частотах Ω и амплитудах A перемещения изменяются незначительно и максимально на $(1542,68 - 1418,14) \cdot 100/1418,14 = 8,8 \%$.

Отметим, что на несущую способность упорного подшипника влияет характер изменения скорости перемещения диска (нормальная скорость смазочного слоя) при динамическом нагружении (рис. 5): чем больше скорость V_h , тем выше пики изменения P . При гармоническом нагружении происходит плавное изменение положения диска, что определяет постепенное изменение несущей способности УПС без скачков. Другой характер изменения P может происходить при жестком помпаже ЦК. Отставание скорости перемещения диска (фактически виброскорости) на $1/4$ периода времени перемещения упорного диска также видно на рис. 5.

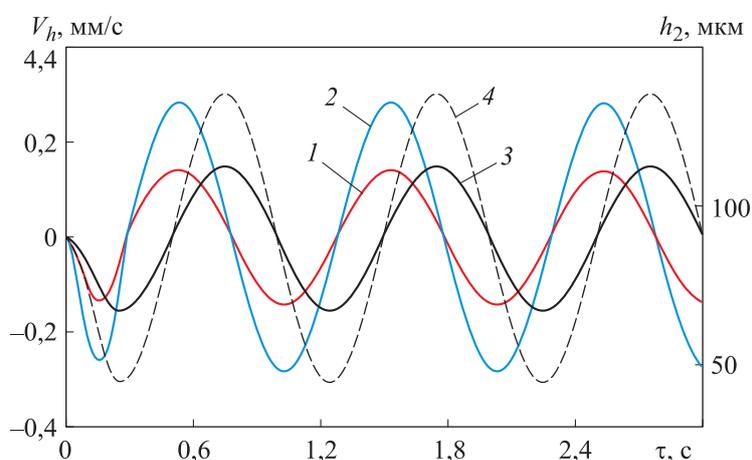


Рис. 5. Изменение нормальной скорости V_h смазочного слоя при перемещении диска:

$n = 5000$ (1) и $10\,000$ мин⁻¹ (2); $h_2 = 90$ мкм (1, 2);
 $A = 22,5$ (1–3) и 45 мкм (4); h_{\min} (3, 4)

Некоторый фазовый сдвиг пиковых значений P и минимального значения h_2 , вероятно, вследствие демпфирования смазочного слоя видно на рис. 4. Если принять за внешнюю силу F возникающую несущую способность P и знать шаг изменения грузоподъемности, времени и величины зазора из результатов численных экспериментов, можно также рассмотреть изменение коэффициента демпфирования смазочного слоя $B_{yy} = \Delta P \Delta \tau / \Delta h$ при перемещении диска (рис. 6). Как следует из рис. 6, коэффициент B_{yy} принимает отрицательные значения, поскольку характеризует дополнительную силу, противоположную по направлению скорости перемещения диска [17]. По мере выдавливания смазочного материала из несущего слоя демпфирование дополняет гидродинамическое давление вследствие тор-

можения диска. Гидродинамическое давление при динамическом процессе суммарно учитывает правая часть уравнения Рейнольдса [7, 8, 13, 15]. Аналогично кривой перемещения диска при уменьшении зазора демпфирование возрастает и также уменьшается по абсолютной величине при его увеличении, сохраняя отрицательные значения. Увеличение частоты вращения n и амплитуды A перемещения приводит к увеличению B_{yy} по абсолютной величине. Однако при пиковых значениях перемещения диска, когда разность между расчетными точками кривой зазора стремится к нулю $\Delta h \rightarrow 0$, кривая функции демпфирования $B_{yy} \rightarrow \infty$ и совершает скачок. От того, какие значения (положительные или отрицательные) принимают изменения ΔP , $\Delta \tau$, Δh , 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 бóльшую или меньшую величину.

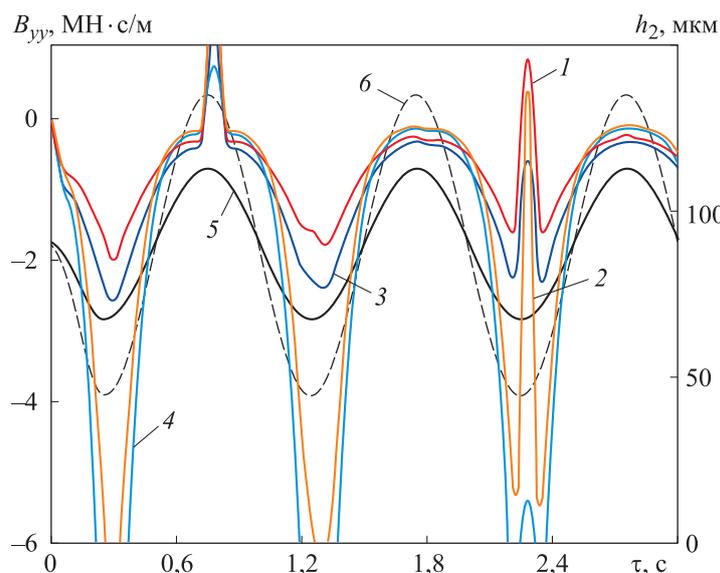


Рис. 6. Изменение коэффициента демпфирования B_{yy} при перемещении диска:
 $n = 5000$ (1, 2) и $10\,000$ мин^{-1} (3, 4); $h_2 = 90$ $\mu\text{м}$ (1–4); $A = 22,5$ (1, 3, 5)
и 45 $\mu\text{м}$ (2, 4, 6); h_{min} (5, 6)

Кривая максимального гидродинамического давления p_{max} (рис. 7) описывает изменение несущей способности при перемещении диска и также не зависит от циклической частоты. Двукратное увеличение амплитуды перемещения A (от $22,5$ до 45 $\mu\text{м}$) при сохранении статического зазора приводит к увеличению p_{max} при частоте $n = 5000$ мин^{-1}

на $(1,24349 - 0,582178) \cdot 100/0,582178 = 113,6 \%$, при частоте $n = 10\ 000 \text{ мин}^{-1}$ на $(1,5884 - 0,66242) \cdot 100/0,66242 = 139,8 \%$. Двукратное увеличение частоты вращения n (от 5000 до 10 000 мин^{-1}) приводит к увеличению p_{\max} при амплитуде $A = 22,5 \text{ мкм}$ на $(0,66242 - 0,582178) \times \times 100/0,582178 = 13,8 \%$, а при амплитуде $A = 45 \text{ мкм}$ — на $(1,5884 - 1,24349) \times 100/1,24349 = 27,7 \%$. Координаты максимума давления p_{\max} находятся внутри смазочного слоя подушки и несколько изменяются с увеличением частоты вращения диска: при $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ $r = 46,25 \text{ мм}$ (или $\bar{r} = 0$, средний радиус) и $\varphi = 23,6^\circ$ (или $\bar{\varphi} = \varphi/\theta = 0,52$), а при $n = 10\ 000 \text{ мин}^{-1}$ $r = 45,8 \text{ мм}$ (или $\bar{r} = -0,04$) и переменная угловая координата $\varphi = 24,5^\circ \dots 27,3^\circ$ (или $\bar{\varphi} = \varphi/\theta = 0,54-0,6$), поскольку возникает разрежение, смещающее пик давления. Отношение давлений в точке максимума гидродинамического давления при перемещении при $A = 45 \text{ мкм}$ и $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ составляет примерно $1,24349/0,283716 = 4,38$, а при $n = 10\ 000 \text{ мин}^{-1}$ — $1,5884/0,269147 = 5,9$.

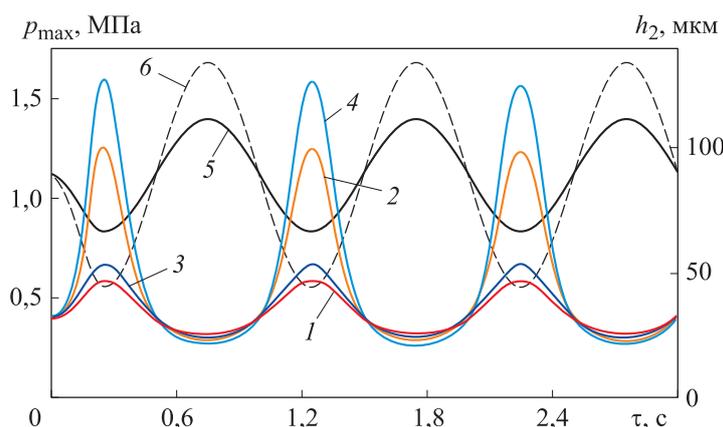


Рис. 7. Изменение максимального давления p_{\max} при перемещении диска: $n = 5000$ (1, 2) и $10\ 000 \text{ мин}^{-1}$ (3, 4); $h_2 = 90 \text{ мкм}$ (1–4); $A = 22,5$ (1, 3, 5) и 45 мкм (2, 4, 6); h_{\min} (5, 6)

Распределение изобар по рабочей поверхности подушки при $n = 10\ 000 \text{ мин}^{-1}$ в момент времени максимума давления $p_{\max} = 1,5884 \text{ МПа}$ и возникновения наибольшего разрежения $p_{\max} = 0,239798 \text{ МПа}$ приведено на рис. 8. Разрежение возникает при повышенных частотах вращения и зазорах вблизи внутренней кромки несущей подушки при $r = R_1$. Таким образом, при условии отсутствия перекосов и погрешностей установки область рабочей поверхности подушки вблизи задней кромки испытывает при перемещении упорного диска наибольшие перепады гидроди-

намического давления, что, с учетом высокого температурного режима работы, может привести либо к вытеканию баббитового антифрикционного покрытия при достижении материалом предела текучести, либо при частых помпажных режимах к усталостному разрушению покрытия.

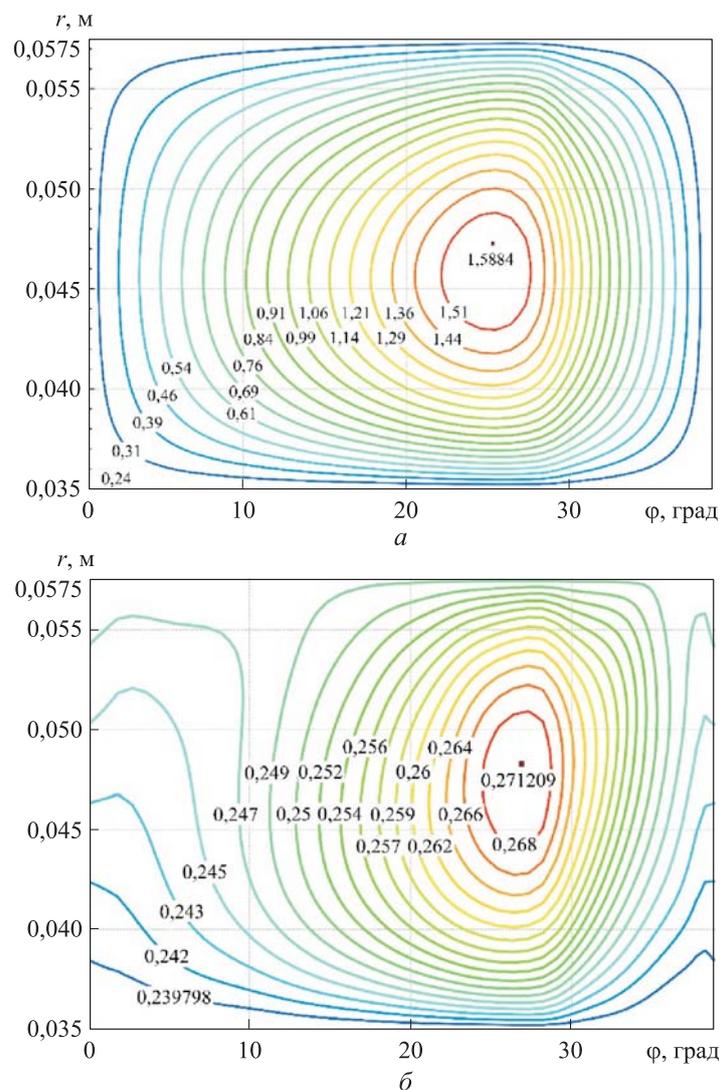


Рис. 8. Эпюры распределения изобар (МПа) по поверхности подушки при максимальных значениях давления p_{\max} (а) и разрежения (б):
 $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$, $A = 45 \text{ мкм}$

Температурный режим работы УПС при перемещении упорного диска ротора при первых периодах вследствие скоротечности процесса практически не изменяется (рис. 9). Локальный максимум температуры смазочного материала и всего упорного подшипника t_{\max} находится вблизи рабочей

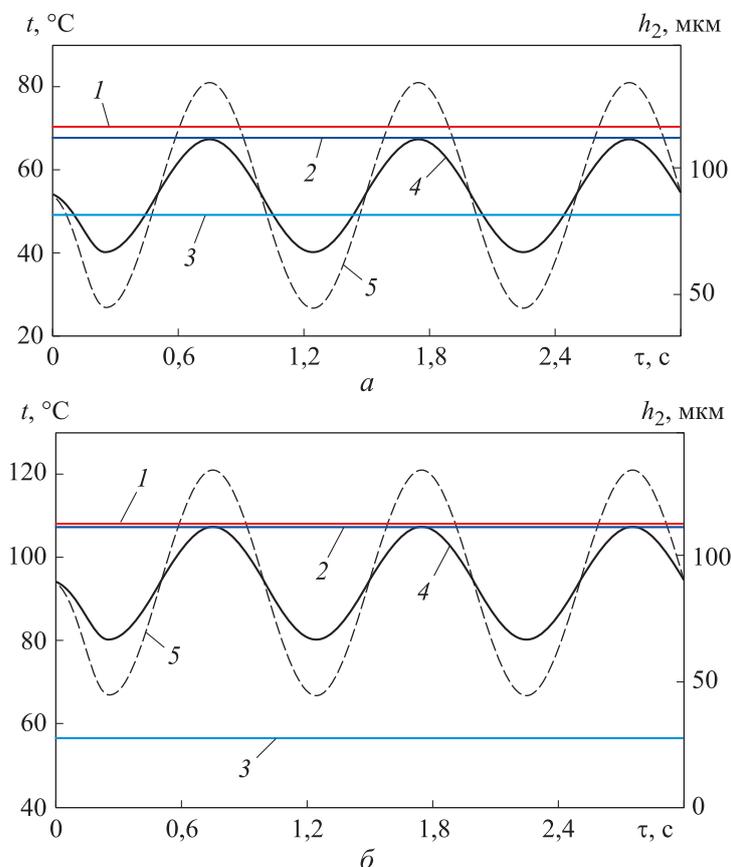


Рис. 9. Изменение максимальных температур смазочного материала:

$n = 5000$ (1–3, а) и $10\,000 \text{ мин}^{-1}$ (1–3, б) $h_2 = 90 \text{ мкм}$ (1–3); $A = 22,5$ (4) и 45 мкм (5); t_{\max} (1), $T_{p\max}$ (2), $T_{d\max}$ (3), h_{\min} (4, 5)

поверхности и выходной кромки неподвижной подушки (рис. 10, при давлении p_{\max}). Это продиктовано ограниченной локальной конвекцией вблизи подушки и увеличением температурного уровня из-за вязкого сдвига слоев смазочного материала по высоте слоя при вращении диска, поэтому частота вращения n является определяющим параметром [4, 9, 11]. Наблюдается существенный приток свежего смазочного материала с температурой $t_0 = 40 \text{ °C}$ в области пограничного слоя МПК [4, 7, 8, 15]. Максимальные температуры смазочного материала t_{\max} , подушки $T_{п\max}$ и упорного диска $T_{д\max}$ при малом числе периодов не зависят от циклической частоты Ω и амплитуды A перемещения диска. При увеличении числа периодов перемещения диска до 12 (рис. 11) происходит постепенное заметное уменьшение локальной максимальной температуры смазочного материала t_{\max} вследствие влияния притока внешнего свежего смазочного

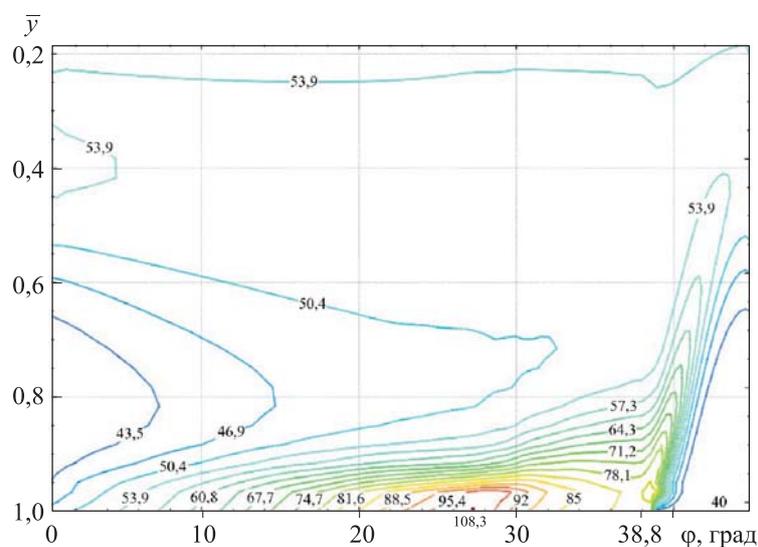


Рис. 10. Распределение изотерм в сечении смазочного и пограничного слоев на среднем радиусе подушки при $\bar{r} = 0$ упорного подшипника:
 $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$, $A = 45 \text{ мкм}$

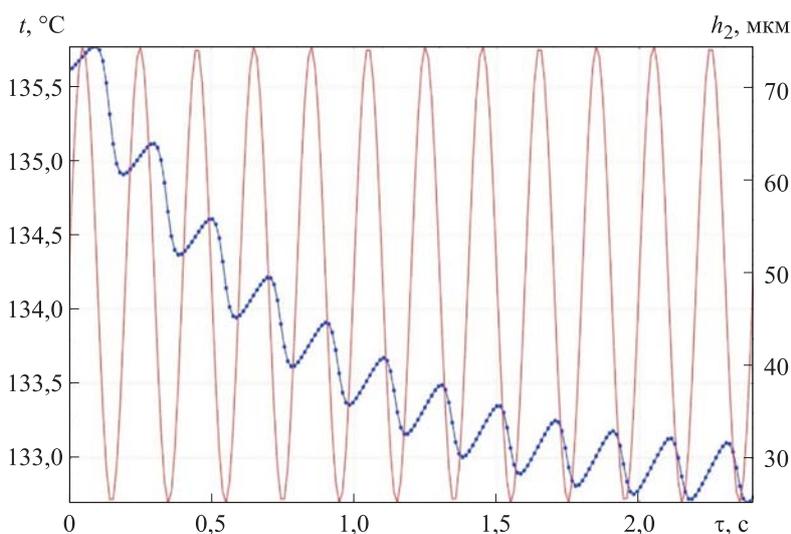


Рис. 11. Изменение максимальной температуры смазочного материала t_{\max} при увеличении до 12 числа периодов перемещения диска:
 $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$, $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $A = 25 \text{ мкм}$, $\Omega = 31,42 \text{ рад/с}$

материала с температурой t_0 и постепенного отвода теплоты, аналогично экспериментальным исследованиям [22, 23].

Суммарные потери мощности на трение N смазочного и пограничного слоев УПС изменяются в противофазе относительно кривой перемещения диска (рис. 12), что связано с периодическим изменением высоты зазора

h_2 , входящей в знаменатель формулы вычисления N [4, 7, 8, 15]. Амплитуда изменения потерь N имеет более высокий вытянутый пик при минимальном зазоре h_2 , чем при максимальном, что объясняется нелинейным характером изменения потерь мощности относительно высоты зазора h_2 : чем меньше зазор, тем меньше потери мощности. При увеличении частоты вращения n и амплитуды A перемещения диска потери N возрастают вследствие увеличения влияния вязкого сдвига смазочного материала, однако также не зависят от Ω . При физических экспериментах и перемещении диска измеряется осредненное суммарное значение потерь мощности N без существенного влияния колебаний гидродинамических потерь [1, 20, 22, 23].

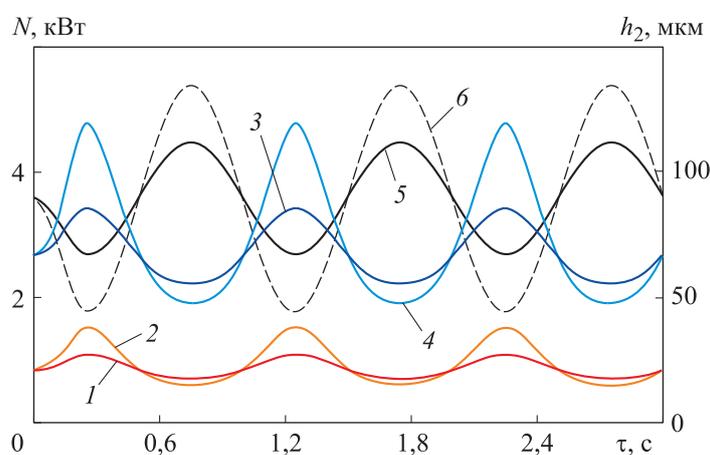


Рис. 12. Изменение потерь мощности N упорного подшипника при перемещении диска:
 $n = 5000$ (1, 2) и $10\,000$ мин^{-1} (3, 4); $h_2 = 90$ $\mu\text{м}$ (1–4); $A = 22,5$ (1, 3, 5) и 45 $\mu\text{м}$ (2, 4, 6); h_{min} (5, 6)

Выводы. Результаты анализа численных экспериментов, проведенных с помощью программы Sm2px3Tхт для оценки влияния динамического режима при перемещении упорного диска ротора ЦК или ВК на работу УПС с неподвижными подушками, позволяют сделать следующие выводы.

Несущая способность циклически изменяется с постоянным периодом и не зависит от циклической частоты перемещения диска, значительное влияние оказывает скорость сжатия смазочного материала при динамическом нагружении.

Существует небольшой фазовый сдвиг пикового значения несущей способности и минимального значения зазора, вероятно, в результате демпфирования смазочного слоя, принимающего отрицательные значе-

ния. Демпфирование влияет на гидродинамическое давление между рабочими поверхностями, уменьшая или увеличивая его значение в зависимости от нормальной скорости диска. В пиковых точках кривой перемещения диска происходит скачок демпфирования.

При перемещении диска область рабочей поверхности подушки вблизи задней кромки испытывает наибольшие перепады гидродинамического давления (до 4–6 раз). Это при повышенном температурном режиме работы УПС может вызвать вытекание баббитового антифрикционного покрытия при достижении материалом предела текучести или усталостное разрушение покрытия при частых помпажных режимах ЦК, т. е. является вероятной аварийной зоной и требует повышенного внимания при расчете. При увеличенных частотах вращения и зазорах, когда гидродинамическое давление уменьшается, может возникнуть некоторое разрежение вблизи внутренней кромки подушки.

Температурный режим работы УПС при перемещении диска при первых трех периодах практически не изменяется вследствие скоротечности процесса. Дальнейшее увеличение числа периодов до 12 приводит к снижению максимальной температуры смазочного материала из-за влияния поступления свежего смазочного материала с температурой t_0 после выдавливания.

Потери мощности на трение смазочного и пограничного слоев УПС изменяются в противофазе относительно кривой перемещения диска. При этом наблюдается нелинейность потерь относительно зазора и увеличение потерь при повышении частоты вращения и амплитуды перемещения.

Исследования, выполненные с помощью программы Sm2px3Tht, можно рассматривать как пример дополнительных расчетов к классическому статическому расчету подшипников скольжения ЦК и ВК с учетом динамического перемещения вращающегося элемента. Понимание тепловых процессов при динамическом нагружении УПС позволяет более точно устанавливать датчик температуры и контролировать подшипник в процессе работы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Соколов Н.В., Максимов Т.В., Хадиев М.Б. Влияние осевой силы ротора центробежного компрессора на работу упорного подшипника. *Компрессорная техника и пневматика*, 2021, № 3, с. 33–38. EDN: LTUHQI
- [2] Gravdahl J.T., Egeland O. Compressor surge and rotating stall. London, Springer, 1999.

- [3] Соколов Н.В., Максимов Т.В., Хадиев М.Б. и др. Динамические испытания упорного подшипника скольжения в центробежном компрессоре с полуоткрытым рабочим колесом. *Вестник машиностроения*, 2017, № 1, с. 28–32. EDN: XWYZPP
- [4] Соколов Н.В., Федотов П.Е. Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 77–89. EDN: YQRWUQ
- [5] Хуснутдинов И.Ф., Харитонов А.П., Гузельбаев Я.З. и др. Защита двухсекционного центробежного компрессора при пуске и останове. *Компрессорная техника и пневматика*, 2010, № 3, с. 41–44. EDN: MTDJBZ
- [6] Ямпольский С.Л. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работоспособность упорных подшипников турбин, методы контроля их работы и защиты от аварийных повреждений. *Энергомашиностроение*, 1965, № 7, с. 17–22.
- [7] Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е. и др. Численное исследование влияния класса вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения. *Математическое моделирование и численные методы*, 2023, № 1, с. 92–111. EDN: GJMZBK
- [8] Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е. и др. Влияние температуры подачи смазочного материала на работу упорного подшипника скольжения. *Вестник машиностроения*, 2023, № 1, с. 47–55. EDN: ZJJHBP
- [9] He M., Byrne J.M. Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling. *Asia Turbomachinery and Pump Symposium*, Houston, Texas A&M University, 2018.
- [10] Andreu L.C. Fatigue of multilayer coating for plain bearing. PhD Thesis. Southampton, Southampton University, 2018.
- [11] Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения. Теория и расчет. Л., Машиностроение, 1981.
- [12] Федотов П.Е., Федотов Е.М., Соколов Н.В. и др. Sm2Px3Tхт — динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи. Свид-во о гос. рег. прог. для ЭВМ 2020615227. Зарег. 19.05.2020.
- [13] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Maksimov T.V., et al. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1158, no. 4, art. 042019. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1158/4/042019>
- [14] He M., Byrne J., Cloud C., et al. Steady state performance prediction of directly lubricated fluid film journal bearings. *Proceedings of the 41st Turbomachinery Symposium*. Houston, Texas A&M University, 2012.
- [15] Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е. и др. Сравнение квазитрехмерной и полной трехмерной постановок работы упорного подшипника скольжения. *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2023, т. 22, № 3, с. 143–159. DOI: <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2023-22-3-143-159>
- [16] Лунд Д.В. Разработка понятия динамических коэффициентов радиальных подшипников жидкостного трения. *Проблемы трения и смазки*, 1987, № 1, с. 40–45.

- [17] Соломин О.В. Динамические характеристики гидростатодинамических опор в условиях двухфазного состояния смазочного материала. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2006, № 1, с. 14–23. EDN: TQMKLB
- [18] Zhu Q., Zhang W.J. A preliminary nonlinear analysis of the axial transient response of the sector-shaped hydrodynamic thrust bearing-rotor system. *J. Tribol.*, 2003, vol. 125, no. 4, pp. 854–858. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1575775>
- [19] Ehrich F.F. Handbook of rotordynamics. Malabar, Krieger, 2004.
- [20] Хадиев М.Б., Хамидуллин И.В. Компрессоры в технологических процессах. Казань, Изд-во КНИТУ, 2021.
- [21] Paranjpe R.S., Han T. A transient thermohydrodynamic analysis including mass conserving cavitation for dynamically loaded journal bearings. *J. Tribol.*, 1995, vol. 117, no. 3, pp. 369–378. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2831261>
- [22] Сережкина Л.П., Зарецкий Е.И. Осевые подшипники мощных паровых турбин. М., Машиностроение, 1988.
- [23] Ямпольский С.Л. Несущая способность упорных подшипников и осевые усилия в турбинах при динамических режимах. *Энергомашиностроение*, 1971, № 12, с. 17–19.

Соколов Николай Викторович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» (Российская Федерация, 420015, г. Казань, ул. Карла Маркса, д. 68).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Соколов Н.В. Влияние перемещения диска на характеристики упорного подшипника скольжения. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1 (152), с. 108–130. EDN: TXSKFW

EFFECT OF THE COLLAR DISPLACEMENT ON THE FIXED PADS THRUST BEARING CHARACTERISTICS

N.V. Sokolov

sokol-88@list.ru

KNRTU, Kazan, Russian Federation

Abstract

The paper presents results of numerical studies of the effect of the centrifugal or screw compressor rotor thrust collar displacement within the clearance on the integral and dynamic characteristics of a fixed pads thrust bearing. The direct dynamic problem is set using the Sm2px3Tхt software program enabling an analysis of the bearing capacity, damping, vacuum formation in the lubricating film, occurrence of the negative bearing

Keywords

Thrust bearing, direct problem, axial clearance, sinusoid, cyclic frequency, bearing capacity, damping, hydrodynamic pressure, vacuum

capacity, temperature operation mode and alteration in the power loss. The Sm2px3Txr software program is based on numerical implementation of the periodic thermoelastohydrodynamic mathematical model describing thermal, hydrodynamic and deformation processes in the lubricating film and boundary layers of a thrust bearing. The paper marks significant effect of the rotor collar displacement speed relative to the plane of the pads under the action of an external disturbing axial force of the compressor determined by the cyclic frequency of the collar displacement under the harmonic surge law on the considered characteristics. A negative carrying capacity could appear regardless of the thrust bearing geometric dimensions at the cyclic frequency increased value, which corresponds to the high-frequency compressor surge. The most dangerous zone of the working surface of the fixed pad near the trailing edge during cyclic alteration in the hydrodynamic pressure is determined. Combination of the high-temperature operation and the cyclic process hydrodynamics could lead to a failure in the fluid film thrust bearing. The developed Sm2px3Txr software program makes it possible to simulate the described cyclic processes

Received 11.03.2024

Accepted 24.01.2025

© Author(s), 2025

REFERENCES

- [1] Sokolov N.V., Maksimov T.V., Khadiev M.B. Influence of the axial force of the rotor of a centrifugal compressor on the operation of the thrust bearing. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2021, no. 3, pp. 33–38 (in Russ.). EDN: LTUHQI
- [2] Gravdahl J.T., Egeland O. Compressor surge and rotating stall. London, Springer, 1999.
- [3] Sokolov N.V., Maksimov T.V., Khadiev M.B., et al. Sliding thrust bearings in a centrifugal compressor with a semiclosed impeller. *Russ. Engin. Res.*, 2017, vol. 37, no. 4, pp. 287–291. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X17040207>
- [4] Sokolov N.V., Fedotov P.E. Heat flow pattern of the plain thrust bearing. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2024, no. 1, pp. 77–89 (in Russ.). EDN: YQRWUQ
- [5] Khusnutdinov I.F., Kharitonov A.P., Guzelbaev Ya.Z., et al. Protection of a bisectonal centrifugal compressor during starts and stops. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2010, no. 3, pp. 41–44 (in Russ.). EDN: MTDJBZ
- [6] Yampolskiy S.L. Influence of design and operational factors on performance of thrust bearings of turbines, methods of monitoring their operation and protection from accidental damage. *Energomashinostroenie*, 1965, no. 7, pp. 17–22 (in Russ.).

- [7] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Fedotov P.E., et al. Numerical study of the influence of lubricant viscosity grade on thrust bearing operation. *Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody* [Mathematical Modeling and Computational Methods], 2023, no. 1, pp. 92–111 (in Russ.). EDN: GJMZBK
- [8] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Fedotov P.E., et al. Influence of the lubricant's supply temperature on the operation of a fluid film thrust bearing. *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 3, pp. 264–271. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X23040329>
- [9] He M., Byrne J.M. Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling. *Asia Turbomachinery and Pump Symposium*, Houston, Texas A&M University, 2018.
- [10] Andreu L.C. Fatigue of multilayer coating for plain bearing. PhD Thesis. Southampton, Southampton University, 2018.
- [11] Podolskiy M.E. Upornye podshipniki skolzheniya. Teoriya i raschet [Fluid film thrust bearings. Theory and calculation]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981.
- [12] Fedotov P.E., Fedotov E.M., Sokolov N.V., et al. Sm2Px3Txy — dinamicheski nagruzhenny uporny podshipnik skolzheniya pri postanovke pryamoy zadachi [Sm2Px3Txy — dynamically loaded fluid film thrust bearing in direct problem setting]. Software reg. cert. 2020615227. Reg. 19.05.2020 (in Russ.).
- [13] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Maksimov T.V., et al. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1158, no. 4, art. 042019. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1158/4/042019>
- [14] He M., Byrne J., Cloud C., et al. Steady state performance prediction of directly lubricated fluid film journal bearings. *Proceedings of the 41st Turbomachinery Symposium*. Houston, Texas A&M University, 2012
- [15] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Fedotov P.E., et al. Comparison of quasi-three-dimensional and full three-dimensional formulations of thrust bearing operation. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie* [Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering], 2023, vol. 22, no. 3, pp. 143–159 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2023-22-3-143-159>
- [16] Lund J.W. Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings. *J. Tribol.*, 1987, vol. 109, no. 1, pp. 37–41. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3261324>
- [17] Solomin O.V. Dynamic characteristics of hydrostatodynamic supports in a two-phase state of a lubricant. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2006, no. 1, pp. 14–23 (in Russ.). EDN: TQMCLB
- [18] Zhu Q., Zhang W.J. A preliminary nonlinear analysis of the axial transient response of the sector-shaped hydrodynamic thrust bearing-rotor system. *J. Tribol.*, 2003, vol. 125, no. 4, pp. 854–858. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1575775>
- [19] Ehrich F.F. Handbook of rotordynamics. Malabar, Krieger, 2004.
- [20] Khadiev M.B., Khamidullin I.V. Kompresory v tekhnologicheskikh protsessakh [Compressors in technological processes]. Kazan, KNITU Publ., 2021.

[21] Paranjpe R.S., Han T. A transient thermohydrodynamic analysis including mass conserving cavitation for dynamically loaded journal bearings. *J. Tribol.*, 1995, vol. 117, no. 3, pp. 369–378. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2831261>

[22] Serezhkina L.P., Zaretskiy E.I. Osevye podshipniki moshchnykh parovykh turbin [Fluid film thrust bearings of powerful steam turbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988.

[23] Yampolskiy S.L. Bearing capacity of fluid film thrust bearings and axial forces in turbines under dynamic conditions. *Energomashinostroenie*, 1971, no. 12, pp. 17–19 (in Russ.).

Sokolov N.V. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Low-Temperature and Compressor Equipment and Technologies, KNRTU (Karla Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Sokolov N.V. Effect of the collar displacement on the fixed pads thrust bearing characteristics. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 1 (152), pp. 108–130 (in Russ.). EDN: TXSKFW