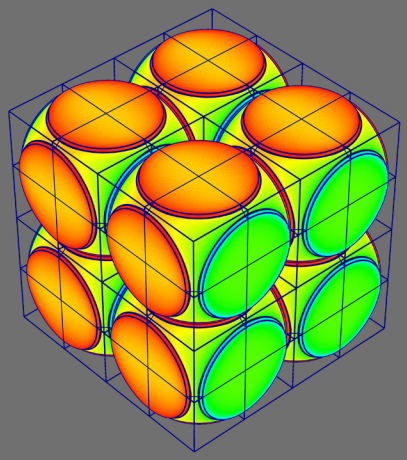
ISSN 2309-3684



Математическое моделирование и численные методы

Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е., Федотов Е.М. Численное исследование влияния класса вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения. Математическое моделирование и численные методы, 2023, No 1, с. 92–111.

Источник: https://mmcm.bmstu.ru/articles/304/

Параметры загрузки:
IP: 216.73.216.140
11.11.2026 09:50:13

УДК 621.822.2, 519.63 DOI: 10.18698/2309-3684-2023-1-92111

Численное исследование влияния класса вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения

© Н.В. Соколов[1,2], М.Б. Хадиев[2],
П.Е. Федотов[3,4], Е.М. Федотов[4]

[1]АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Казань, 420029, Россия
[2]Казанский национальный исследовательский технологический университет, Казань, 420015, Россия
[3]Казанский (Приволжский) федеральный университет, Казань, 420008, Россия
[4]ООО «АСТ Поволжье», Казань, 420107, Россия

Представлены исследования влияния класса вязкости подаваемого масла ISO VG32 и ISO VG46 в широком диапазоне скоростей ротора и рабочих зазорах на локальные и интегральные характеристики упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками компрессора. Исследования проведены с помощью программы расчетов Sm2Px3Tхτ на основе результатов численных экспериментов подшипника. Программа построена численной реализацией нестационарной периодической термоупругогидродинамической (ПТУГД) математической модели работы упорного подшипника. Результаты исследований указывают на существенное влияние класса вязкости масла на основные характеристики и температурный режим работы упорного подшипника. При замене масла ISO VG46 на более жидкое ISO VG32 происходит заметное снижение температур подушек подшипника и потерь мощности. Однако уровень этого изменения определяется задаваемым рабочим зазором между вращающимся упорным диском и подушками подшипника. Проанализировано влияние класса вязкости масла и профиля рабочей поверхности на температурный режим работы подушки. Определяются величина и расположение максимальной температуры подушки упорного подшипника, а также возможность применения на практике эталонной точки 75/75 из API-670.

Ключевые слова: *упорный подшипник, математическая модель, смазочный слой, неподвижная подушка, численный метод, краевая задача, класс вязкости, окружная скорость, высота зазора*

Введение. Упорный подшипник скольжения центробежного и винтового компрессора является ответственным элементом конструкции корпуса, от качества работы которого зависит надежность эксплуатации компрессора в целом. Температурный режим работы подшипника во многом определяется режимными параметрами (внешними воздействующими на него факторами), к которым относятся частота вращения ротора, температура и вязкость подаваемой смазки, расход смазки, осевая нагрузка от перепада давления сжимаемого газа, а также характер изменения этой нагрузки во времени. В процессе работы упорного подшипника скольжения необходимы диагностические сигналы для мониторинга состояния его работы. Общепринятыми критериями работоспособности в условиях интенсивного тепловыделения и, следовательно, ограничивающими

параметрами для подшипников скольжения являются минимальная толщина и максимальная температура смазочного слоя. Основным диагностическим сигналом, не смотря на большую временную инерцию, остается температура рабочей поверхности подушки [1]. Например, термопара ТХА или ТХК в теле подушки вблизи баббитового слоя подшипника. В некоторых случаях из-за сложности прокладки сигнального кабеля к подушке, частых обрывов при сборке и разборке используется температура смазки на сливе из корпуса подшипника [1].

Описание математической модели. Разработанная периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель основана на фундаментальных законах сохранения массы, количества движения (импульса) и энергии, что обеспечивает адекватность постановки и точность расчетов. Рассматриваются два профиля рабочей поверхности подушек как наиболее применяемые в центробежных и винтовых компрессорах: поверхность с параллельным межподушечному каналу скосом (рис. 1*а*) и винтовая поверхность клинового скоса (рис. 1*б*). Смазочная область подшипника L_2 поделена на сужающийся несущий смазочный слой подушки и расширяющийся пограничный слой МПК. Пограничный слой между подушками определяется условной границей, позволяющей геометрически плавно изменять его толщину. Для того, чтобы более подробно ознакомиться с описанием математической модели в ПТУГД постановке применительно к работе упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками и некоторой физикой гидродинамического процесса, можно обратиться к статьям [10, 11].

ПТУГД математическая модель представлена в безразмерном виде через относительные (т.е. безразмерные) величины, отнесённые к характерным размерам (знак «–» над величиной). Основными определяющими уравнениями с соответствующими граничными условиями являются:

1) обобщенное уравнение Рейнольдса, описывающее двумерное распределение давления в смазочном слое области $\bar{L}_1\left(-1\le\bar{r}\le1,\ 0\le\bar{\varphi}\le\overline{\theta_n},\ 0\le\bar{\varphi}\le1\right)$. Уравнение выведено с минимумом ограничительных допущений, в котором плотность и вязкость смазки являются функциями всех трех координат (форма уравнения близка к выводу [12]). В безразмерном нестационарном виде уравнение принимает следующую форму

$$\begin{aligned}-\lambda^2\frac{\partial}{\partial\bar{r}}\left[\left(\sigma\bar{r}+1\right)\bar{h}^3\bar{f}_0\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{r}}\right]-\frac{\partial}{\partial\bar{\varphi}}\left[\frac{\bar{h}^3}{\left(\sigma\bar{r}+1\right)}\bar{f}_0\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{\varphi}}\right]=\\ =-\operatorname{Re}\psi\sigma\lambda^2\frac{\partial\left(\bar{h}^3\bar{f}_1\right)}{\partial\bar{r}}+\bar{\omega}\left(\sigma\bar{r}+1\right)\frac{\partial\left(\bar{h}\ \bar{f}_2\right)}{\partial\bar{\varphi}}+Sh\left(\sigma\bar{r}+1\right)\bar{A},\end{aligned}\qquad(1)$$

где $\bar{r}$, $\bar{\varphi}$, $\bar{y}$ — безразмерные координаты; $\bar{p} = ph_{20}^2 / \left(\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta\right)$ — местное безразмерное давление;

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

— нестационарный множитель; $\overline{f_0}$, $\overline{f_1}$, $\overline{f_2}$ — функции, учитывающие переменность вязкости смазки по толщине слоя; λ, σ — относительные длина и ширина подушки; $\psi = h_{20} / (R_{cp}\theta)$ — относительная толщина; θ — угловая протяженность подушки с МПК; $\bar{\omega}$, ω_* — текущая и характерная (как правило, максимальная) угловые скорости диска; R_{cp} — средний радиус подушки; h_{20} — характерная толщина слоя подшипника; μ_0 — вязкость при температуре подачи смазки t_0 в МПК; $\bar{\tau} = \tau / \tau_*$ — безразмерное время;

2) уравнение баланса внутренней энергии, описывающее трехмерное распределение температуры в смазочном и пограничном слоях области $\overline{L_2}\left(-1 \le \bar{r} \le 1,\ 0 \le \bar{\varphi} \le \bar{\theta}_n,\ 0 \le \bar{y}_n \le 1\right)$. В дивергентном размерном нестационарном виде уравнение энергии принимает следующую форму

$$\begin{aligned} c_p \left(\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} + t \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (c_p \rho r V_r t) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_м}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(c_p \rho V_y t - \lambda_м \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \mu \left[\left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right], \end{aligned} \tag{2}$$

где t — местная температура; $c_p \lambda_м$ — изобарная теплоемкость и теплопроводность смазки, ρ — местная плотность смазки. Преобразование в безразмерный вид уравнения (2) выполнено на этапе численной реализации с использованием безразмерной температуры $\bar{t} = c_{p0} \rho_0 h_{20}^2 (t - t_0) / \mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta)$ с сохранением дивергентной формы;

3) трехмерное распределение температур в областях подушки $\overline{L_3}\left(-1 \le \bar{r} \le 1,\ 0 \le \bar{\varphi} \le \bar{\theta}_n,\ 0 \le \bar{y}_n \le 1\right)$ и упорного диска $\overline{L_4}\left(-1 \le \bar{r} \le 1,\ 0 \le \bar{\varphi} \le 1,\ 0 \le \bar{y}_\partial \le 1\right)$ описывается собственными уравнениями теплопроводности с соответствующими граничными условиями: на внешних границах теплообмен учитывается граничными условиями Ньютона-Рихмана; между смазочным слоем и подушкой, а также между смазочным и пограничным слоями и диском, ставятся условия непрерывности температур и тепловых потоков (условие сопряжения).

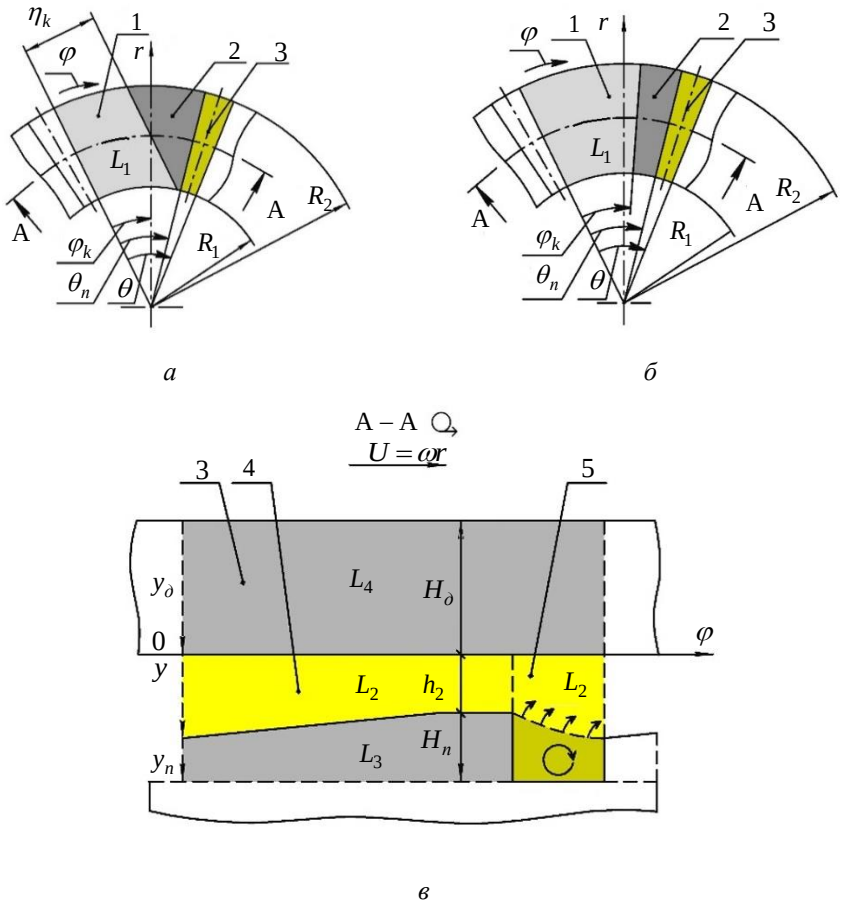


Рис. 1. Расчетная схема упорного подшипника скольжения:
1 — клиновая часть, 2 — плоская часть подушки; 3 — упорный диск;
4 — смазочный слой; 5 — пограничный слой:
а — профиль подушки с параллельным МПК скосом; *б* — профиль подушки с винтовой поверхностью; *в* — разрез по А–А вдоль среднего радиуса

Скорости смазки $\bar{V}_r$ и $\bar{V}_\varphi$ выведены из усеченных уравнений Навье-Стокса после оценки безразмерных величин по методу Слезкина Н.А. и с учетом условия равенства нулю градиента давления по высоте зазора $\bar{h}$. В отличие от предыдущих исследований [11] скорость $\bar{V}_y$ получена решением усеченного уравнения Навье-Стокса вдоль оси $\bar{y}$, которое в безразмерном виде принимает следующую форму

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

Граничными условиями для уравнения (3) в области смазочного слоя принимается равенство нулю скорости $\bar{V}_y$ на поверхностях подушки и диска (условие непротекания). В пограничном слое межподушечного канала при $\bar{\theta}_n \le \bar{\varphi} \le 1,\ \bar{y} \le 1\ \ \bar{y} \le 1$ скорость вычисляется через внешнюю нормаль $\vec{\nu}$ к условной границе погранслоя. В безразмерном виде условие принимает следующую форму

$$\bar{V}_y = \psi \left[\lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \bar{V}_r + \frac{1}{\sigma \bar{r} + 1} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}} \bar{V}_\varphi \right]. \qquad (4)$$

При моделировании работы гидродинамического подшипника многие авторы из-за математической сложности, как правило, применяют вычисление величины температуры на входе в смазочный слой при $\bar{\varphi} = 0$ двумя методами: с помощью уравнения теплового баланса при задании перепада температуры на входе и выходе из подшипника [1, 2], а также на основе модели смешивания в межподушечном канале в соответствии с энергетическим балансом трех потоков и введения коэффициента уноса горячего масла λ, который изменяется в зависимости от конструкции подшипника и режимных параметров [13]. В разработанной ПТУГД математической модели граничное условие для уравнения энергии (2) на входе в смазочный слой выражено в периодической форме, которая подразумевает равенство температур и тепловых потоков смазки (за счет конвекции и теплопроводности). В размерном виде в случае отсутствия перекоса подушек и биения диска условие принимает следующую форму

$$t|_{\varphi=0} = t|_{\varphi=\theta}, \left(\frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_м}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right)\Bigg|_{\varphi=0} = \left(\frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_м}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right)\Bigg|_{\varphi=\theta}. \qquad (5)$$

Дифференциальные уравнения математической модели в ПТУГД постановке и их граничные условия связаны через такие физические свойства рабочей смазки, как вязкость, плотность, теплоемкость и теплопроводность, а также через форму зазора, включающую геометрический профиль рабочей поверхности подушки, и некоторые режимные параметры.

Построение сеточной схемы разрывного метода Галёркина. Для численного решения уравнения (1) построена схема методом сумматорных тождеств, для уравнения (2) — схема разрывного метода Галёркина с прямоугольными элементами. Уравнения теплопроводности подушки и диска решены методами конечных элементов (МКЭ). В построенной схеме для уравнения (2) использованы кусочно-постоянные внутри расчётной области Ω_h и кусочно-линейные вблизи границы Γ_y пространства аппроксимирующих функций. Выбор

такого типа аппроксимирующих функций позволяет существенно уменьшить количество требуемых для расчёта ресурсов. Способ построения схем такого вида приведён в работе [14]. Сеточная схема в операторной форме при фиксированном ρ имеет следующую форму

$$B\left(\frac{\partial\left(\rho_h u_h\right)}{\partial\tau}\right)+\left(A_v+A_q+A_\gamma\right)u_h=F+F_\gamma, \tag{6}$$

где ρ_h, u_h — сеточные аппроксимации функций плотности $\bar{\rho}$ и температуры $\bar{t}$, соответственно. Операторы в уравнении (6) определяются следующими формами

$$\begin{aligned} A_v u_h\cdot w_h &= \sum_{K\in\Im_h}\int_K\left(-u_h\bar{V}\cdot\bar{\nabla}w_h\right)dx+\\ &+\sum_{\gamma\setminus\Gamma_y}\int_\gamma\left[u_{h,+p}\left(\bar{V}\cdot p\right)^- - u_{h,-p}\left(\bar{V}\cdot p\right)^+\right]\left(w_{h,+p}-w_{h,-p}\right)dx, \end{aligned} \tag{7}$$

$$A_q u_h\cdot w_h=\sum_{K\in\Im_h}\int_K q_h\cdot\bar{\nabla}w_h dx+\sum_{\gamma\setminus\Gamma_y}\int_\gamma\left(w_{h,+p}-w_{h,-p}\right)q_{h,+p}\cdot p dx, \tag{8}$$

$$A_\gamma u_h\cdot w_h=\sum_{\gamma\in\Gamma_y}\int_\gamma\omega_\alpha u_h w_h dx,\ Bu_h\cdot w_h=\sum_{K\in\Im_h}\int_K buw_h dx, \tag{9}$$

$$F\cdot w_h=\sum_{K\in\Im_h}\int_K f w_h dx,\ F_\gamma\cdot w_h=\sum_{\gamma\in\Gamma_y}\int_\gamma\lambda w_h dx. \tag{10}$$

Операторы в уравнении (6) определены для любых $\forall w_h$ из пространства аппроксимирующих функций, $w=(w_{h,r},w_{h,\varphi},w_{h,y})$. В равенствах (7)–(10) $\Im_h$ представляет собой множество элементов разбиения области $\bar{\Omega}$; $K\in\Im_h$ — элемент разбиения; p — единичная нормаль к границам элементов разбиения области, ориентированная так, что $e\cdot p>0$, $e=(1,1,1)/\sqrt{3}$; q_h — сеточная аппроксимация диссипативной части уравнения; $(w)^\pm$ — положительная или отрицательная часть функции w. Следует отметить, что пространства аппроксимирующих функций вообще содержат разрывные функции. Символами $w_{\pm p}$ обозначаются предельные значения функций прилежащих к границе элементов разбиения со стороны $\pm p$.

Для решения задачи (6) строится итерационный метод

$$b\left(\frac{\rho^k u_h^{k+1}-\breve{\rho}\breve{u}_h}{h_\tau}\right)+(A_v+A_q+A_g)u_h^{k+1}=F+F_g,\ k=0,1,\ldots, \tag{11}$$

где символом $\breve{w}$ обозначено значение функции w с предыдущего временного слоя, а в качестве u_h^0 берётся начальное значение для

уравнения энергии (2) в смазочном слое. Для решения, полученной системы уравнений (1)–(3) и др. используется стабилизированный метод бисопряжённых градиентов с неполным LU разложением в качестве предобуславлевателя [11].

Результаты численных экспериментов. Перед проведением численных расчетов в качестве исходных данных приняты следующие величины [11]: внутренний и внешний диаметры $D_1 = 70$ мм и $D_2 = 115$ мм; количество подушек $z = 8$; угловая протяженность скоса и подушки, соответственно, $\theta_к = 29{,}1°$ и $\theta_{ск} = 38{,}8°$; ширина и глубина скоса $h_к = 20$ мм и $\delta_{ск} = 0{,}05$ мм. Толщина упорного диска равняется $H_д = 25$ мм, а толщина подушки — $H_п = 5$ мм. Температура подачи смазки составляет $t_0 = 40°\text{C}$. На условной границе пограничного слоя задается температура смазки в МПК, т.е. $t = t_0$. Размеры аппроксимирующих сеток равны $N_r = 51$, $N_\varphi = 71$, $N_y = 51$, $N_{уп} = 9$, $N_{уд} = 9$.

В качестве смазки при экспериментах были применены характеристики турбинных масел с разным классом вязкости: масло Тп-22С по ТУ 38.101821-83 или Тп-22Б по ТУ 38.401-58-48-92 (ISO VG32), а также Тп-30 по ГОСТ 9972-74 (ISO VG46). Некоторые их ранее измеренные физические характеристики перечислены в таблице 1.

Таблица 1

Характеристики используемых масел

Класс вязкости по ISO 3448	Вязкость при 40 °С, мм^2/с (сСт)	Вязкость при 100 °С, мм^2/с (сСт)	Плотность при 40 °С, кг/м^3	Удельная теплоемкость при 40 °С, Дж/(кг·град)	Коэффициент теплопроводности при 40 °С, Вт/(м·град)
ISO VG32	36	4,74	882,74	1923	0,128
ISO VG46	48,9	5,94	886,2	1906	0,13

Расчеты проведены в размерном виде для облегчения описания общих закономерностей. Результаты численных экспериментов представлены в виде зависимости максимальной температуры смазочного слоя t_{max} (рис. 2*а*) от окружной скорости при разной высоте зазора h_2 (эквивалентно прикладываемой осевой нагрузке) для масел двух классов вязкости: ISO VG32 (VG32) и ISO VG46 (VG46). Окружная скорость определена на среднем радиусе подушек $R_{ср} = 92{,}5$ мм. В качестве профиля подушки выбран параллельный межподушечному каналу скос; для профиля с винтовой поверхностью клинового скоса результаты аналогичные. Потери мощности упорного подшипника определены путем интегрирования по объему смазочного

и пограничного слоев диссипативной функции рассеивания энергии Д, т.е. правой части уравнения энергии (2).

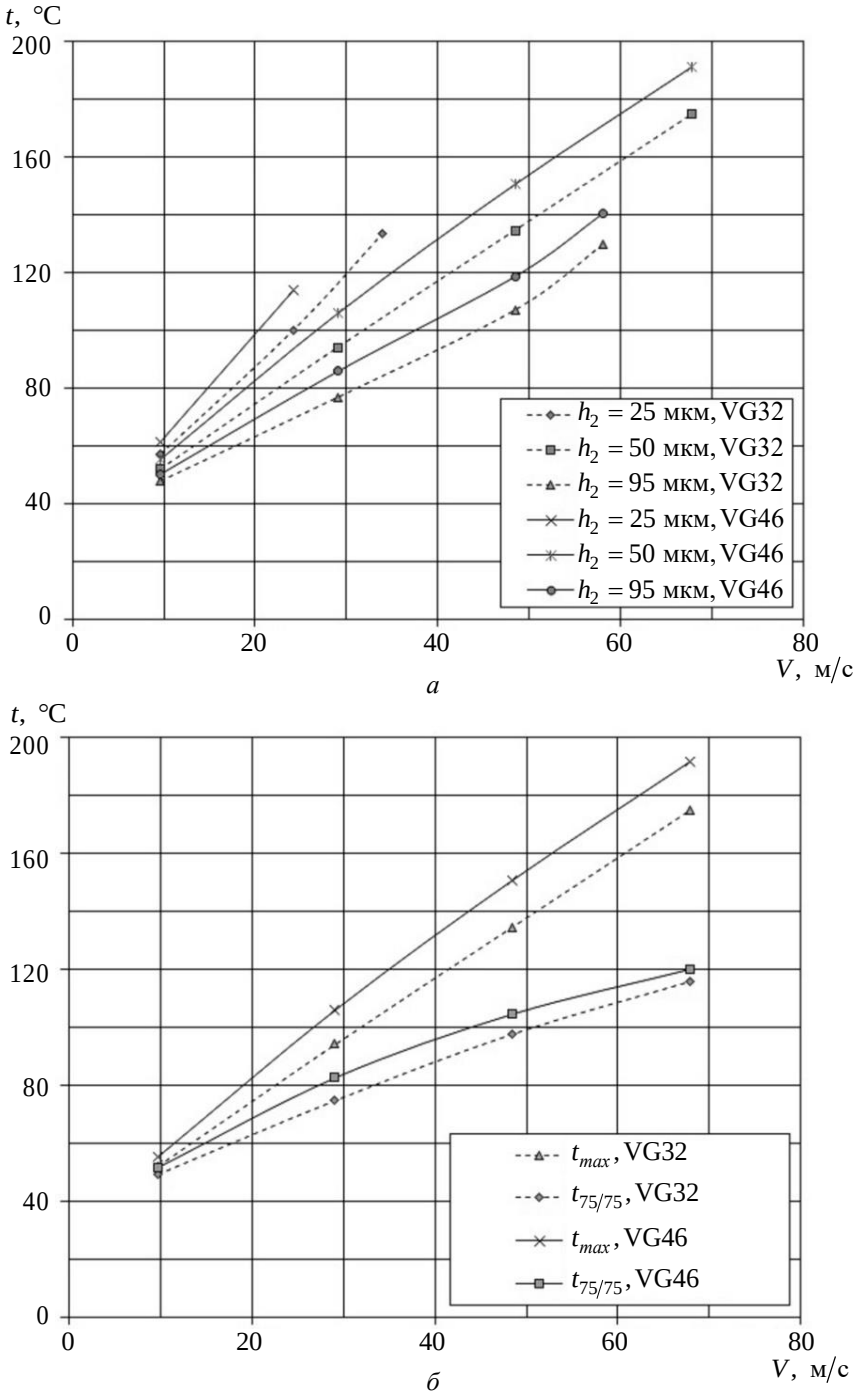


Рис. 2. Зависимость температур от средней окружной скорости вращения, $t_0 = 40°C$:
а — t_{max} при разных зазорах h_2; *б* — $t_{75/75}$ при $h_2 = 50$ мкм

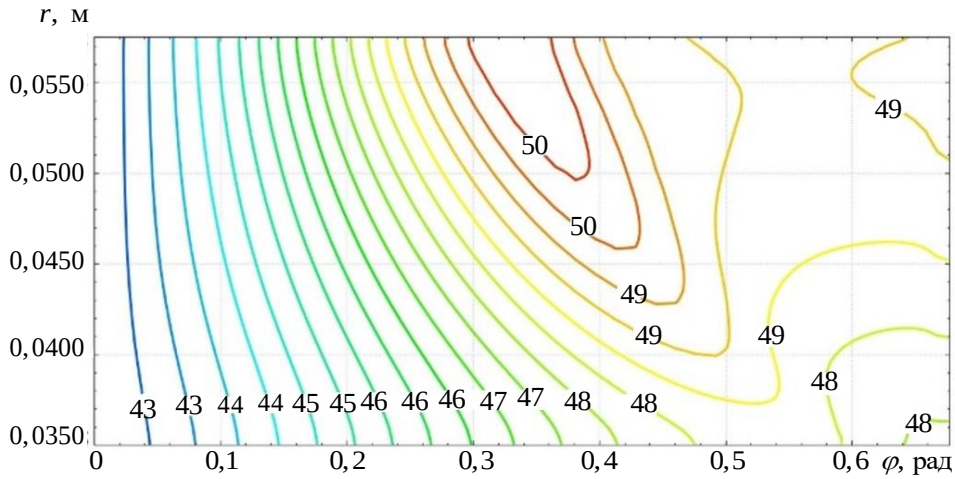
Как видно из рис. 2*а*, температура t_{max} существенно возрастает с увеличением окружной скорости. Это обусловлено выделением и накоплением теплоты за счет необратимой диссипации механической энергии при вязком сдвиге слоев смазки по мере движения в направлении вращения диска, что приводит к повышению температурного уровня по ходу течения смазки. При одной температуре подачи смазки $t_0 = 40°C$ масло поступает в рабочую область подшипника с разной вязкостью, характеризуемой классом вязкости [2, 5, 6]. При этом вязкость смазки является величиной, от которой зависит общее выделение теплоты за счет сдвига в смазочном и пограничном слоях подшипника [2, 9]. Возникшая разница между температурными кривыми масел классов вязкости ISO VG32 и ISO VG46 наглядно характеризует указанную закономерность. Из рис. 2*а* также можно заметить, что температурная кривая более жидкого масла ISO VG32 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 аналогично исследованиям [5, 6]. Разница между кривыми с увеличением средней окружной скорости постепенно становится постоянной и при зазоре 25 мкм достигает 13 град., при зазоре 50 мкм — 17 град., при зазоре 90 мкм — 11 град. При уменьшении высоты зазора h_2 между подушками и диском (см. рис. 1) максимальная температура возрастает. Например, для более густого масла ISO VG46 при минимально допустимом зазоре 25 мкм [2, 13] температура t_{max} уже достигает предельного значения 113 °С при скорости 24,22 м/с (соответствует частоте вращения 5000 мин$^{-1}$). Однако, для масла ISO VG32 за счет пониженного тепловыделения диапазон работы подшипника более расширенный: при зазоре 25 мкм температура достигает 133 °С при скорости 33,9 м/с (соответствует 7000 мин$^{-1}$).

Таким образом, выделение теплоты в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника зависит от сочетания трех величин: частоты вращения упорного диска (т.е. окружной скорости), величины рабочего зазора, температуры и непосредственно вязкости подаваемого масла.

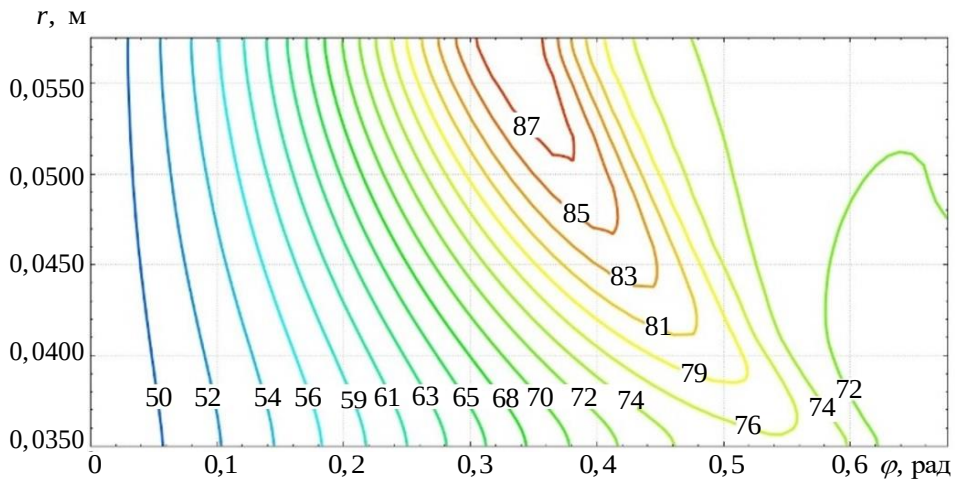
В практике диагностирования работы упорного подшипника скольжения рекомендуется устанавливать датчик температуры или термопару в эталонной точке 75/75, предложенной R. C. Elwell [15, 16] и зафиксированной в API 670 (4-е издание): датчик должен быть расположен на расстоянии 75 % ширины подушки радиально 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 рис. 2*б*, при таком способе датчик в действительности не измеряет максимальную температуру: с возрастанием средней окружной скорости разница между температурными кривыми t_{max} и $t_{75/75}$ 75 увеличивается. При зазоре 50 мкм для масла ISO VG32 разница достигает 59 град., для масла ISO VG46 — 71 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.

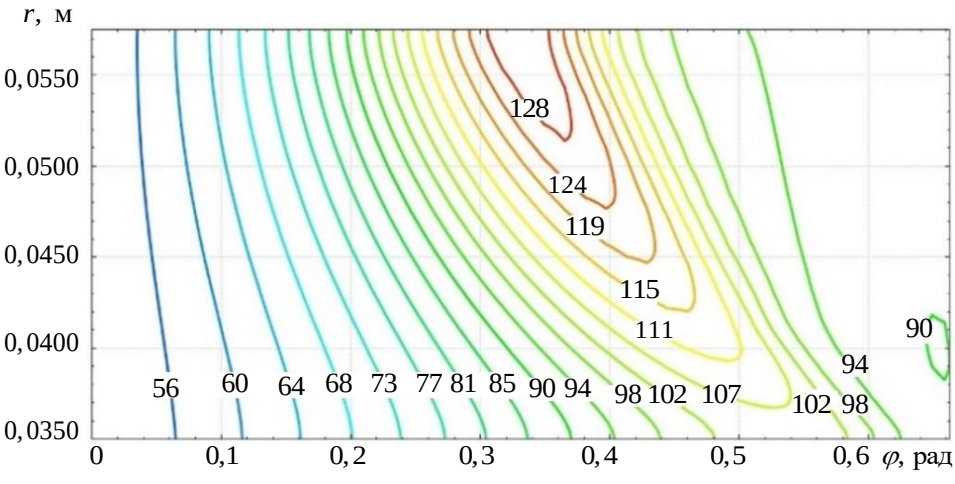
На рис. 3…4 представлены изотермы рабочей поверхности подушки при разных окружной скорости и профилировании. Можно заметить, что постепенное повышение температуры от передней кромки подушки к задней сильно зависит от заданной окружной скорости. Двигаясь по подушке к центру, изотермы широко и равномерно 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 φ, а максимум температуры смазочного слоя t_{max} возникает ближе к внешнему радиусу подушки из-за влияния вращения диска и центробежных сил инерции и посередине подушки. При этом также возникает градиент температуры в радиальном направлении, который увеличивается с возрастанием окружной скорости: при скорости 67,81 м/с разница составляет 42 град. Наибольшая температура образуется при максимальной скорости. 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 $T_{n.\max}$ (см. рис. 3…4): 10,8 % по r и 35 % по φ для параллельного скоса; 10,8 % по r и 7,4 % по φ для винтовой поверхности. Следовательно, точку 75/75 необходимо рекомендовать для профиля подушки с винтовой поверхностью.


r, м
0,0550
0,0500
0,0450
0,0400
0,0350
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
φ, рад
49
50
50
49
49
49
48
48
43 43 44 44 45 45 46 46 46 47 47 48 48

а


r, м
0,0550
0,0500
0,0450
0,0400
0,0350
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
φ, рад
87
85
83
81
79
76
74
72
74
50 52 54 56 59 61 63 65 68 70 72 74

б


r, м
0,0550
0,0500
0,0450
0,0400
0,0350
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
φ, рад
128
124
119
115
111
107
102
98
94
90
56 60 64 68 73 77 81 85 90 94 98 102

в

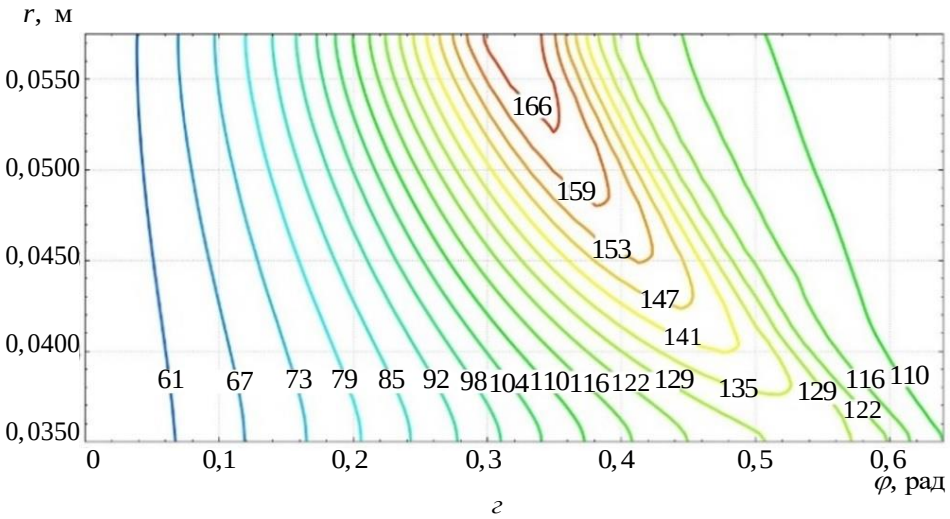


Рис. 3. Изотермы рабочей поверхности подушки с параллельным МПК скосом при $y_n = 0$, $h_2 = 50$ мкм, $t_0 = 40°C$, ISO VG32:

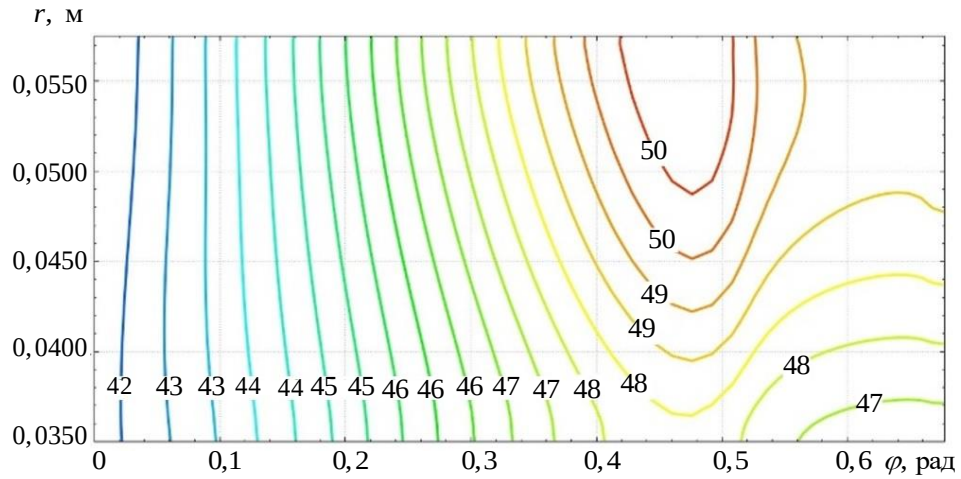
а — $V = 9,69$ м/с, $t_{75/75} = 49,23°C$, $T_{n,max} = 51,23°C$, $t_{max} = 52,08°C$;

б — $V = 29,06$ м/с, $t_{75/75} = 74,68°C$, $T_{n,max} = 90,21°C$, $t_{max} = 94,01°C$;

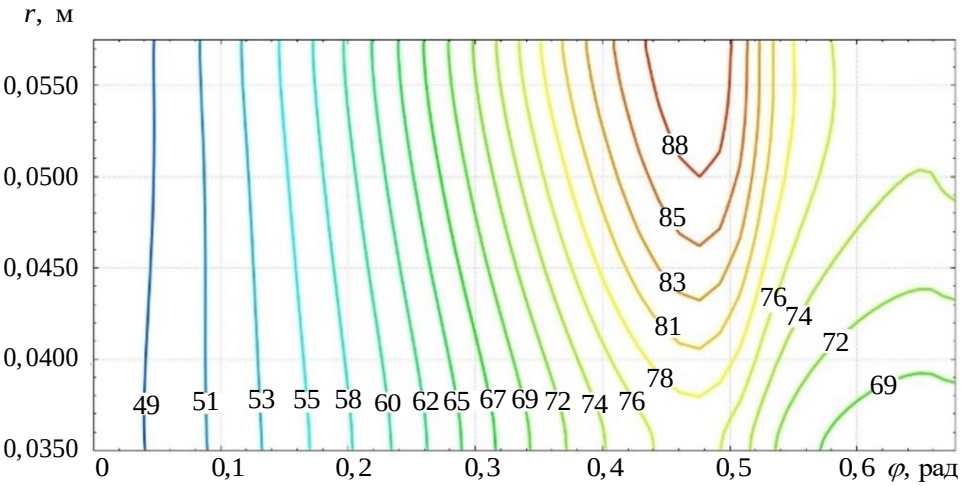
в — $V = 48,49$ м/с, $t_{75/75} = 97,51°C$, $T_{n,max} = 132,68°C$, $t_{max} = 134,55°C$;

г — $V = 67,81$ м/с, $t_{75/75} = 115,57°C$, $T_{n,max} = 172,2°C$, $t_{max} = 174,74°C$

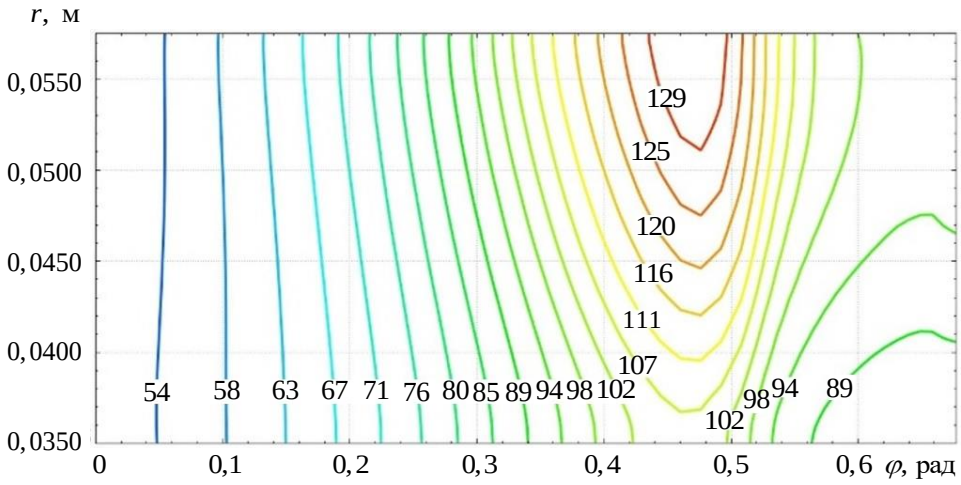
Представляет интерес также рассмотреть изменение потерь мощности от высоты зазора при разных классах вязкости. Как видно из рис. 5*а*, с увеличением окружной скорости и уменьшением зазора h_2 потери мощности подшипника существенно возрастают, что связано с увеличением градиентов скоростей V_r и V_φ по высоте зазора между подушками и диском. Для более густого масла ISO VG46 потери мощности повышенные, что можно объяснить увеличенным коэффициентом вязкости μ поступаемого масла и существенными потерями на сдвиг. Для масла ISO VG46 при разных зазорах и при определенном сочетании окружных скоростей потери могут совпадать (точка А). Следует отметить, что в 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 [1, 2, 5, 6].


r, м
0,0550
0,0500
0,0450
0,0400
0,0350
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
φ, рад
42 43 43 44 44 45 45 46 46 46 47 47 48 48 49 49 50 50 48 47

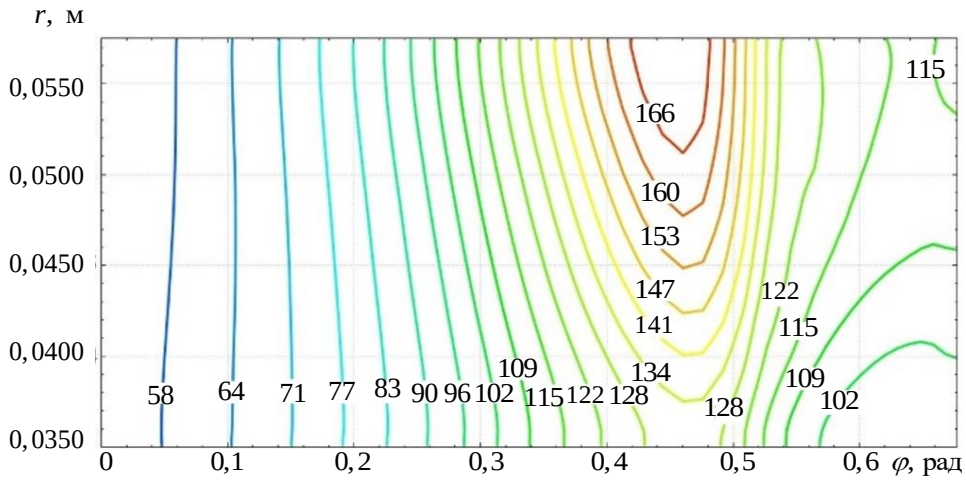
а


r, м
0,0550
0,0500
0,0450
0,0400
0,0350
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
φ, рад
49 51 53 55 58 60 62 65 67 69 72 74 76 78 81 83 85 88 76 74 72 69

б


r, м
0,0550
0,0500
0,0450
0,0400
0,0350
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
φ, рад
54 58 63 67 71 76 80 85 89 94 98 102 107 111 116 120 125 129 102 98 94 89

в



г

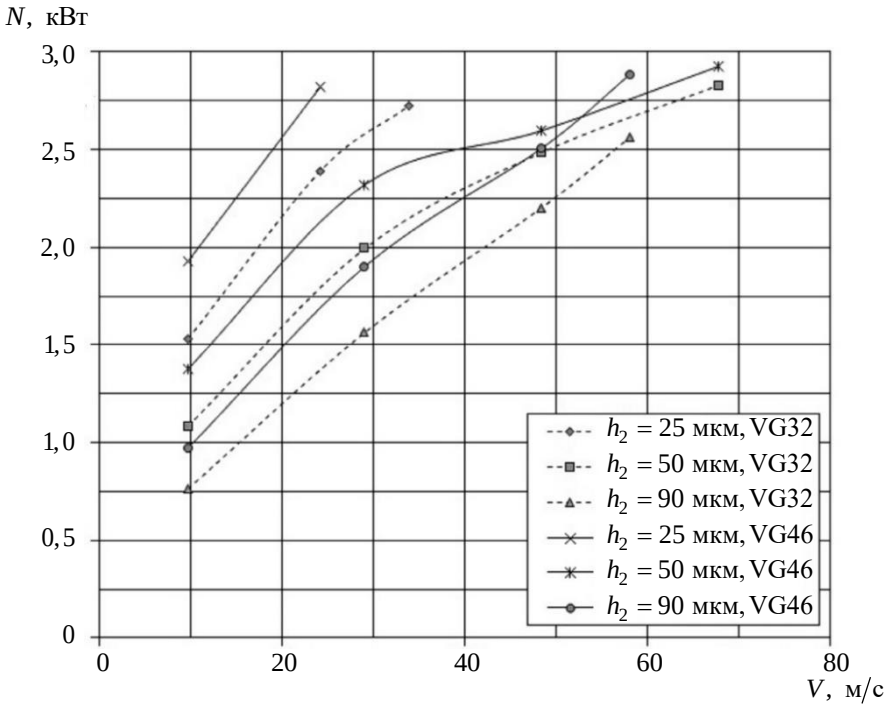
Рис. 4. Изотермы рабочей поверхности подушки с винтовым скосом при $y_n = 0$, $h_2 = 50$ мкм, $t_0 = 40°C$, ISO VG32:

а — $V = 9,69$ м/с, $t_{75/75} = 49,5°C$, $T_{n,max} = 50,98°C$, $t_{max} = 51,63°C$;

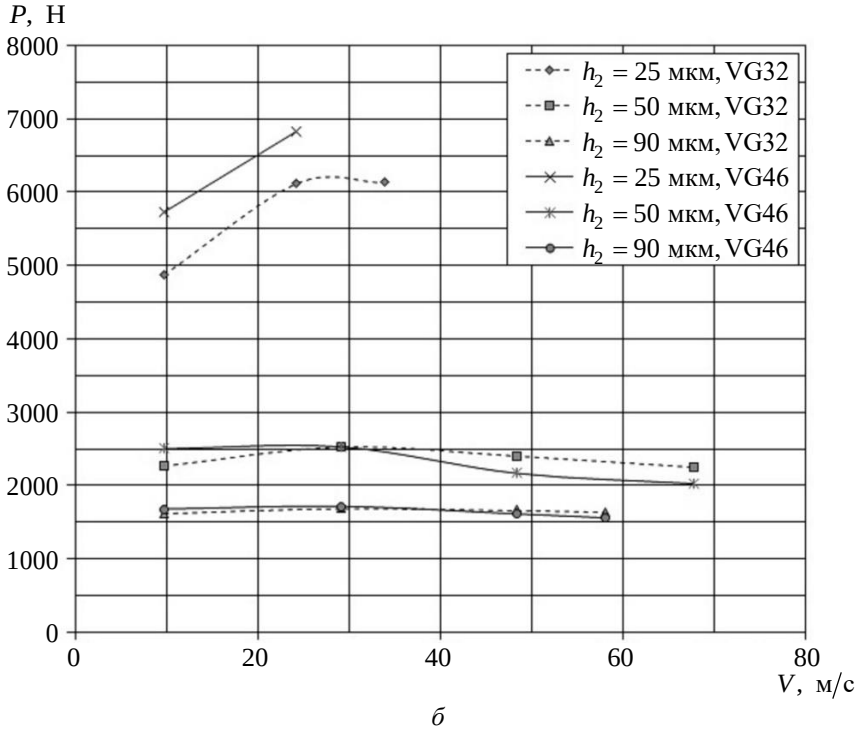
б — $V = 29,06$ м/с, $t_{75/75} = 79,91°C$, $T_{n,max} = 90,49°C$, $t_{max} = 94,51°C$;

в — $V = 48,43$ м/с, $t_{75/75} = 110,2°C$, $T_{n,max} = 135,94°C$, $t_{max} = 135,61°C$;

г — $V = 67,81$ м/с, $t_{75/75} = 134,79°C$, $T_{n,max} = 173,02°C$, $t_{max} = 173,97°C$



а



б

Рис. 5. Зависимость от средней окружной скорости вращения при разных зазорах h_2 и классе вязкости, $t_0 = 40°C$: *а* — потерь мощности, N; *б* — несущей способности, P

Интересным образом при этом изменяется несущая способность упорного подшипника: увеличение окружной скорости повышает грузоподъемность только при малых зазорах (рис. 5*б*). Для масла ISO VG32 дальнейшее увеличение приводит, наоборот, к некоторому снижению потерь. С увеличением h_2 влияние окружной скорости и класса вязкости масла, т.е. вязкости обступаемого 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 обратных механизмов зависит форма кривой несущей способности. При зазоре 50 мкм при скорости более 28 м/с возникает некоторая разница между двумя классами вязкости до 10 %. При зазоре 90 мкм несущие способности упорного подшипника двух классов вязкости ISO VG32 и ISO VG46 практически совпадают.

В следующих статьях будут представлены результаты изменения основных характеристик упорного подшипника скольжения при динамическом нагружении, т.е. при осевом перемещении упорного диска, а также на режимах пуска и останова (выбега) ротора.

Выводы. На основе проведенных численных исследований с помощью программы расчетов Sm2Px3Txτ можно сделать следующие выводы.

1. Максимальная температура смазочного слоя t_{max} существенно возрастает с увеличением средней окружной скорости вращения из-за выделения и накопления теплоты при диссипации смазки. 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.

2. На температурный режим работы упорного подшипника существенное влияние оказывает класс вязкости подаваемого масла (рассмотрены масла классов вязкости ISO VG32 и ISO VG46). При этом на разницу между температурными кривыми двух классов масла с повышением окружной скорости влияние самой скорости и высоты зазора h_2 становится незначительным.

3. При рассмотренных профилях рабочей поверхности подушек упорного подшипника температура в эталонной точке 75/75 существенно отличается от максимальной t_{max} (для масла ISO VG46 разница составляет 71 град.), что связано с разным координатным расположением температур. Применение точки 75/75 для диагностики работы подшипника можно рекомендовать только для винтовой поверхности.

4. Использование более густого масла ISO VG46 приводит к повышенным потерям мощности упорного подшипника, чем для масла ISO VG32: при окружной скорости 29 м/с разница достигает 16 %. При дальнейшем повышении скорости при некоторых зазорах разница может существенно сократиться.

5. 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 теплообменных и гидродинамических процессов становится практически независящей от скорости диска и класса вязкости.

6. В целом масло класса вязкости ISO VG46 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 VG32. Однако при этом необходимо более точно рассчитывать минимальную толщину смазочного слоя при заданной осевой нагрузке из-за пониженной грузоподъемности (не менее 20…25 мкм).

Работа выполнена за счет средств Программы стратегического академического лидерства Казанского (Приволжского) федерального университета («ПРИОРИТЕТ-2030»).

ЛИТЕРАТУРА

[1] Максимов В.А., Баткис Г.С. *Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин*. Казань, Фэн, 1998, 428 с.

[2] Хадиев М.Б., Хамидуллин И.В. *Компрессоры в технологических процессах. Расчет подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров: монография.* Казань, КНИТУ, 2021, 260 с.

[3] Кламанн Д. *Смазки и родственные продукты: синтез, свойства, применение, международные стандарты*. Москва, Химия, 1988, 486 с.

[4] Тодер И.А., Розлер Г.М. Расчет предельных режимов работы подшипника жидкостного трения. *Развитие гидродинамической теории смазки*, 1970, с. 68–88.

[5] Glavatskih S.B., DeCamillo S. Influence of oil viscosity grade on thrust pad bearing operation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2004, vol. 218, iss. 5, pp. 401–412.

[6] Brockwell K., Dmochowski W., Decamillo S.M. An investigation of the steady-state performance of a pivoted shoe journal bearing with ISO VG 32 and VG 68 oils. *Tribology Transactions*, 2004, vol. 47, pp. 480–488.

[7] Свидетельство № 2020615227 *Программа Sm2Px3Txτ – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи*: свидетельство об офиц. регистрации программы для ЭВМ / П.Е.Федотов, Е.М. Федотов, Н.В. Соколов, М.Б. Хадиев; заявитель и правообладатель П.Е.Федотов, Е.М. Федотов, Н.В. Соколов, М.Б. Хадиев — № 2020612244; заявл. 02.03.2020; зарегистрировано в реестре программ для ЭВМ 19.05.2020 — [1].

[8] Максимов В.А. Хадиев М.Б., Федотов Е.М. Определение гидродинамических и тепловых характеристик упорных подшипников математическим моделированием. *Вестник машиностроения*, 2004, № 6, с. 39–45.

[9] Подольский М.Е. *Упорные подшипники скольжения: теория и расчет.* Ленинград, Машиностроение, 1981, 261 с.

[10] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Maksimov M.B., Fedotov E.M., Fedotov P.E. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, vol. 1158, art. no. 04219.

[11] Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е., Федотов Е.М. Трёхмерное периодическое термоупругогидродинамическое моделирование гидродинамических процессов упорного подшипника скольжения. *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2021, т. 20, № 3, с. 138–151.

[12] Dowson D.C. A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1962, vol. 4, pp. 159–170.

[13] He M., Byrne J.M., Cloud C.H., Vázquez J.A. Steady state performance prediction of directly lubricated fluid film journal bearings. *Proceedings of the 41st Turbomachinery Symposium*, 2012. DOI: 10.21423/R1PM0P

[14] Федотов Е.М. Предельные схемы Галёркина-Петрова для нелинейного уравнения конвекции-диффузии. *Дифференциальные уравнения*, 2010, т. 46, № 7, с. 1033–1043.
[15] Elwell R.C. Thrust bearing temperature/Part 1. *Machine Design,* 1971, June 24, pp. 79–81.
[16] Elwell R.C. Thrust bearing temperature/Part 2. *Machine Design,* 1971, July 8, pp. 91–94.

Статья поступила в редакцию 06.02.2023

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:
Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е., Федотов Е.М. Численное исследование влияния класса вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения. *Математическое моделирование и численные методы*, 2023, № 1, с. 92–111.

Соколов Николай Викторович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Компрессорные машины и установки», Казанский национальный исследовательский технологический университет, ученый секретарь АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». e-mail: sokol-88@list.ru

Хадиев Муллагали Бариевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Компрессорные машины и установки», Казанский национальный исследовательский технологический университет. e-mail: mullagali@gmail.com

Федотов Павел Евгеньевич — ассистент кафедры «Прикладной математики и искуственного интеллекта», Институт вычислительной математики и информационных технологий, Казанский (Приволжский) федеральный университет, инженер ООО «АСТ Поволжье». e-mail: paulfedotov@mail.ru

Федотов Евгений Михайлович — д-р физ.-мат. наук, доцент, заместитель генепрального директора ООО «АСТ Поволжье». e-mail: eugeny.fedotov@mail.ru

Numerical study of the influence of lubricant viscosity grade on thrust bearing operation

© N.V. Sokolov[1,2], M.B. Khadiev[2],
P.E. Fedotov[3,4], E.M. Fedotov [4]

[1]HMS Compressors Business Unit (HMS Group), Kazan, 420029, Russia
[2]Kazan National Reserch Technological University, Kazan, 420015, Russia
[3]Kazan (Volga region) Federal University, Kazan, 420008, Russia
[4]LLC «AST Volga region», Kazan, 420107, Russia

*The study of the influence of the viscosity grade of the supplied oil ISO VG32 and ISO VG46 in a wide range of rotor speeds and operating clearances on the local and integral characteristics of a thrust plain bearing with fixed pads of the compressor is presented. The studies were carried out using the Sm2Px3Tx*τ *calculation program based on the results of numerical experiments of the bearing. The program is built by numerical implementation of a nonstationary periodic thermoelastohydrodynamic (PTEHD) mathematical model of the thrust bearing operation. The research results indicate a significant influence of the oil viscosity grade on the main characteristics and temperature conditions of the*

thrust bearing. When changing from ISO VG46 to the lighter oil ISO VG32, there is a noticeable reduction in bearing pad temperatures and power loss. However, the level of this change is determined by the specified operating clearance between the rotating thrust collar and the bearing pads. The influence of oil viscosity grade and the profile of the working surface on the temperature regime of the pad is analyzed. The value and location of the maximum temperature of the thrust bearing pad is determined, as well as the possibility of applying the standard point 75/75 from API-670 in practice.

Keywords: *thrust bearing, mathematical model, lubricating film, fixed pad, numerical method, boundary value problem, viscosity grade, circumferential speed, clearance height*

REFERENCES

[1] Maksimov V.A., Batkis G.S. *Tribologiya podshipnikov i uplotnenij zhidkostnogo treniya vysokoskorostnyh turbomashin* [Tribology of bearings and seals of liquid friction of high-speed turbomachines]. Kazan, Feng Publ., 1998, 428 p.

[2] Khadiev M.B., Khamidullin I.V. *Kompressory v tekhnologicheskih processah. Raschet podshipnikov skol'zheniya centrobezhnyh i vintovyh kompressorov: monografiya* [Compressors in technological processes. Calculation of sliding bearings of centrifugal and screw compressors: monograph]. Kazan, KNITU Publ., 2021, 260 p.

[3] Klamann D. *Lubricants and related products: synthesis, properties, applications, international standards*. Verlag Chemie, 1984, 489 p.

[4] Toder I.A., Roller G.M. Raschet predel'nyh rezhimov raboty podshipnika zhidkostnogo treniya [Calculation of the limiting modes of operation of a liquid friction bearing]. *Razvitie gidrodinamicheskoj teorii smazki* [Development of the hydrodynamic theory of lubrication], 1970, pp. 68–88.

[5] Glavatskih S.B., DeCamillo S. Influence of oil viscosity grade on thrust pad bearing operation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2004, vol. 218, iss. 5, pp. 401–412.

[6] Brockwell K., Dmochowski W., Decamillo S.M. An investigation of the steady-state performance of a pivoted shoe journal bearing with ISO VG 32 and VG 68 oils. *Tribology Transactions*, 2004, vol. 47, pp. 480–488.

[7] Certificate no. 2020663790 *The Sm2Px3Tx*τ *program is a dynamically loaded thrust sliding bearing when setting a direct task* [Programma Sm2Px3Txτ Dinamicheski nagruzhennyj upornyj podshipnik skol'zhe-niya pri postanovke pryamoj zadachi] / P.E.Fedotov, E.M. Fedotov, N.V. Sokolov, M.B. Khadiev; applicant and copyright holder: P.E.Fedotov, E.M. Fedotov, N.V. Sokolov, M.B. Khadiev — no. 2020612244; application 02.03.2020; registered in the register of computer programs 19.05.2020 — [1].

[8] Maksimov V.A. Khadiev M.B., Fedotov E.M. Opredelenie gidrodinamicheskih i teplovyh harakteristik upornyh podshipnikov matematicheskim modelirovaniem [Determination of hydrodynamic and thermal characteristics of thrust bearings by mathematical modeling]. *Vestnik mashinostroeniya* [Bulletin of Mechanical Engineering], 2004, no. 6, pp. 39–45.

[9] Podolsky M.E. *Upornye podshipniki skol'zheniya: teoriya i raschet* [Thrust sliding bearings: theory and calculation]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981, 261 p.

[10] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Maksimov M.B., Fedotov E.M., Fedotov P.E. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, vol. 1158, art. no. 04219.

[11] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Fedotov P.E., Fedotov E.M. Three-dimensional periodic thermoelastichydrodynamic modeling of hydrodynamic processes of a thrust bearing. *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 2021, vol. 20, no. 3, pp. 138–151.
[12] Dowson D.C. A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1962, vol. 4, pp. 159–170.
[13] He M., Byrne J.M., Cloud C.H., Vázquez J.A. Steady state performance prediction of directly lubricated fluid film journal bearings. *Proceedings of the 41st Turbomachinery Symposium*, 2012. DOI: 10.21423/R1PM0P
[14] Fedotov E.M. Limit Galerkin-Petrov schemes for a nonlinear convection-diffusion equation. *Differential Equations*, 2010, vol. 46, no. 7, pp. 1042–1052.
[15] Elwell R.C. Thrust bearing temperature/Part 1. *Machine Design*, 1971, June 24, pp. 79–81.
[16] Elwell R.C. Thrust bearing temperature/Part 2. *Machine Design*, 1971, July 8, pp. 91–94.

Sokolov N.V., Cand. Sc. (Phys. — Math.), Associate Professor of the department «Compressor machines and installations», Kazan National Reserch Technological University, Scientific Secretary of HMS Compressors Business Unit (HMS Group). e-mail: sokol-88@list.ru

Khadiev M.B., Dr. Sci. (Eng.), Professor of the department «Compressor machines and installations», Kazan National Reserch Technological University. e-mail: mullagali@gmail.com

Fedotov P.E., assistant of the Department of «Applied Mathematics and Artificial Intelligence», Institute of Computational Mathematics and Information Technology, Kazan (Volga region) Federal University, engineer of LLC «AST Volga region». e-mail: paulfedotov@mail.ru

Fedotov P.E., Dr. Sci. (Phys. — Math.), Associate Professor, Deputy General Director of LLC «AST Volga region». e-mail: eugeny.fedotov@mail.ru