

МОДЕЛЬ РАСЧЕТА УПОРНОГО ПОДШИПНИКА
СКОЛЬЖЕНИЯ С ЛАЗЕРНЫМ ТЕКСТУРИРОВАНИЕМ
НЕСУЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ*Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, С.В. Чернейко*

Представлен краткий анализ современных работ, посвященных изучению упорных гидродинамических подшипников, на несущей поверхности которых выполнено текстурирование, обеспечивающее снижение износа сопряжения в целом. Разработана математическая модель расчета гидромеханических характеристик упорного подшипника скольжения с лазерным текстурированием сегментов. Адекватность разработанной математической модели продемонстрирована на примере сравнения экспериментальных и расчетных результатов. Численными экспериментами установлено приемлемое значение параметра сходимости многосеточного метода и количество сеточных уровней, применяемых при выполнении расчетов. Было выполнено сравнение двух возможных типов сегментов: ступенька Рэлея, поверхность с лазерным текстурированием. Результаты расчета показали преимущество метода лазерного текстурирования для повышения несущей способности упорного подшипника скольжения.

Keywords: упорный подшипник; несущая способность; поверхность с лазерным текстурированием; метод конечных разностей; порядок сходимости.

Введение

В различных машинах и механизмах для восприятия осевой нагрузки (F, H) используют упорные гидродинамические подшипники скольжения (УП) с неподвижными сегментами. УП должен надежно удерживать неуравновешенные осевые силы, возникающие в различных режимах работы турбокомпрессора. В процессе эксплуатации турбокомпрессора происходят изменения в уплотнительных зазорах, в проточных частях и соответственно перераспределение давлений в смазочном слое, приводящие к существенному отклонению условий работы УП от тех, на которые он первоначально проектировался. Кроме того, многие предприятия проводят модернизацию турбокомпрессоров, что зачастую сопряжено с существенным возрастанием нагрузок на УП.

Для появления в смазочном слое (СС) УП гидродинамических давлений и соответствующей несущей силы (W, H) необходимо формирование клиновидного зазора между поверхностью пяты и УП. Такой зазор обычно формируют за счет особого профилирования несущей поверхности УП. В настоящее время широкое распространение получили УП с сегментами в форме ступеньки Рэлея (рис. 1 а) [1] и наклонной поверхности (рис. 1 б). На рисунках приняты следующие обозначения: U – окружная скорость пяты по среднему радиусу (м/с); Q – направление движения смазочного материала (СМ); h – толщина СС (м); h_C – установочный зазор (м); L – тангенциальный размер сегмента УП по дуге среднего размера (м); l_1 – длина нижней части сегмента; l_2 – длина верхней части сегмента; γ – угол наклона сегмента.

Изучение влияния обработки рабочей (несущей) поверхности узла трения на возникновение подъемной силы в СС [2, 3] привело к разработке метода поверхностного

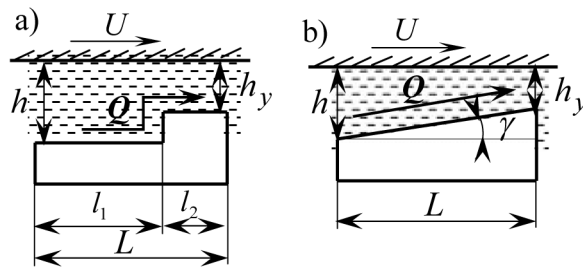


Рис. 1. Схема одного сегмента УП: а) ступенька Рэлея; б) наклонная поверхность

текстурирования, который позволяет повысить несущую способность (НС) и снизить потери на трение в УП [2–17]. Для текстурирования поверхности образцов используют различные технологии: фототравление, лазерное текстурирование, эрозию и др. Результатом обработки является поверхность с микроямками [4], микроплощадками (микровыступами) [5], винтовыми канавками [6] и др.

Необходимо отметить некоторые особенности текстурированной поверхности, которые позволяют улучшить гидромеханические характеристики (ГМХ) УП. Микроямки, выполненные на несущей поверхности УП, работают аналогично «ступеньке Рэлея». Некоторое представление о распределении давлений в СС упорного подшипника скольжения с нанесенными на его поверхности микроямками иллюстрирует рис. 2 [7], где p – гидродинамические давления в СС.

В работе [8] авторы провели экспериментальное исследование влияния лазерного текстурирования на снижение потерь на трение и износ. В эксперименте использовались текстурированные образцы с различной плотностью распределения ямок и гладкий образец, каждый эксперимент проводился в течение 7 часов. Измерения количества частиц износа показали, что текстурированные образцы имеют меньший процент износа по сравнению с гладким. Например, у образца с плотностью распределения ямок 5% износ на 72 % меньше по сравнению с гладким. Авторы объясняют указанное снижение износа влиянием микроямок на гидродинамические давления. При этом было установлено, что это влияние более значительно при увеличении плотности распределения ямок.

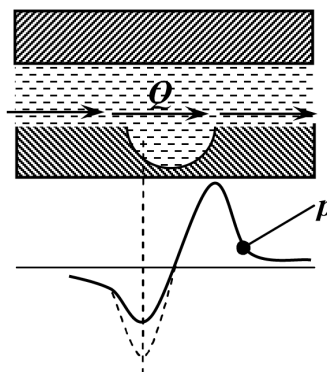


Рис. 2. Схема одной микроямки – распределение гидродинамических давлений в СС

В работе [5] приводятся результаты исследования процесса возникновения кавитации в СС при текстурировании поверхностей трения с помощью CFD (computational

fluid dynamics) анализа. Используя обобщенное уравнение Навье – Стокса, которое решалось сеточным методом, авторы сделали вывод, что минимальное гидродинамическое давление в СС больше давления насыщенного пара, что свидетельствует об отсутствии паровой кавитации.

По данным различных источников [2–16] текстурирование поверхности трения позволяет значительно снизить износ трибосопряжения. Попадая в микроуглубления поверхности, СМ удерживается в них и действует как «второй источник смазки» [9]. Перемещение СМ из микроуглублений на горизонтальные участки поверхности приводит к уменьшению потерь на трение и замедляет гидроабразивный износ, особенно при смешанном и граничном трении.

Фундаментальные работы по изучению лазерного текстурирования поверхности опубликованы Гамильтоном, Этсионом, Вангом и др. [10–16], в которых представлены исследования по влиянию текстурирования на износ механических уплотнений, упорных подшипников и компонентов, совершающих возвратно–поступательное движение.

В результате экспериментальных исследований [14] установлено, что по сравнению с необработанной несущей поверхностью подшипника при определенных параметрах лазерного текстурирования критическую нагрузку (нагрузку задира) можно увеличить как минимум в два раза. Аналогичные выводы сделаны в работах [15, 16], несмотря на другой метод создания текстурированной поверхности и другие материалы образцов.

Основой теоретических исследований УП является расчет эпюры гидродинамических давлений в СС. В работе [12] для ее определения в тонком СС упорного подшипника скольжения с текстурированной несущей поверхностью в виде микроямок использовалась двумерная модель уравнения Рейнольдса для ньютоновской жидкости, течение СМ считалось ламинарным, давление по внутреннему и внешнему радиусу принималось равным давлению подачи и давлению слива соответственно. Также считалось, что в радиальном направлении давление изменялось по линейному закону, при получении отрицательных давлений они приравнивались к нулю. По полученным экспериментальным и расчетным данным авторы работы [12] сделали вывод о правомерности использованного подхода, однако для увеличения точности расчета необходимо использовать граничные условия Якобсона–Флоберга–Олсена (ЯФО) [13], которые более реалистично отражают модель течения СМ.

Большинство работ, посвященных изучению влияния лазерного текстурирования поверхностей трения на НС, потери на трение и износ трибосопряжения, являются экспериментальными. Теоретические работы не позволяют в полной мере оценить влияние на ГМХ упорных подшипников скольжения габаритных размеров УП, расположения и плотности микроямок на поверхности трения. Мнения авторов, оценивающих влияние эксплуатационных факторов, используемых математических моделей для исследования УП с текстурированными поверхностями трения, достаточно противоречивы.

Таким образом, на основе проведенного анализа в работе поставлены следующие задачи: разработать математическую модель, алгоритм и программу расчета ГМХ упорных гидродинамических подшипников скольжения с текстурированной несущей поверхностью; для определения адекватности разработанной математической модели, сравнить расчетные данные с экспериментом; определить параметры лазерного

текстурирования, которые оказывают наибольшее влияние на НС и потери на трение; сделать выводы по полученным результатам.

1. Постановка задачи

На рис. 3 схематично представлен УП. Горизонтальный ротор 1, на котором жестко закреплена пята 2, вращается с постоянной угловой скоростью ω относительно УП 3. При создании математической модели УП были приняты следующие допущения: осевая нагрузка N на ротор постоянна и уравновешена реакциями СС; плоскость пяты параллельна плоскости УП и занимает определенное равновесное положение относительно корпуса; ось УП совпадает с осью вращения ротора.

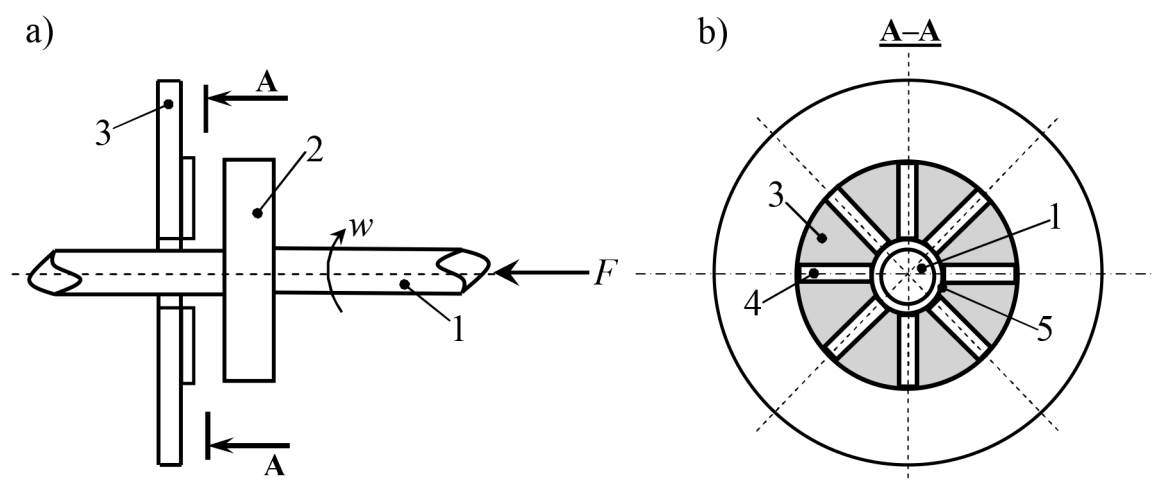


Рис. 3. Схема упорного гидродинамического подшипника (а) вид сбоку; б) разрез АА): 1 – ротор; 2 – пята; 3 – УП; 4 – осевая канавка; 5 – кольцевая канавка

Поверхность УП разделена на сегменты канавками 4. На поверхности сегментов с помощью лазерного текстурирования нанесены микроямки (рис. 4) в виде конуса заданной глубины h_p (рис. 4 б), радиусом r_p (рис. 4 б). Плотность их распределения $S_p = \pi r_p^2 / 4\kappa r_1^2$, где $\kappa = r_2 / r_1$. Важным параметром лазерного текстурирования является относительная величина текстурированной части сегмента УП $\alpha = L_p / L$, где L_p – длина текстурированной части сегмента УП (м). На рис. 4 б b – ширина сегмента УП (м). Каждая микроямка расположена в центре «воображаемой» квадратной ячейки размером $2r_1 \times 2r_2$ (рис. 4 б).

СМ подается по внутренней кольцевой канавке УП (R_1) под давлением p_{bx} (рис. 4 а) и температурой T_{bx} . Давление по наружному радиусу (R_2) УП принимается равным атмосферному p_a (рис. 4 а). Давление в радиальных канавках p_c полагается распределенным по линейному закону от p_{bx} до p_a (рис. 4 а). НС в СС упорного подшипника скольжения образуется за счет множества гидродинамических клиньев в районе микроямок.

Толщина СС в нетекстурированной области I (рис. 4 б) равна $h = h_y$. Для определения толщины СС h^* в произвольной точке текстурированной области II введем локальную систему координат $O_e x_e y_e z_e$ с началом O_e в центре ямки (рис. 5), аналогично работе [11]. Однако для определения толщины СС в текстурированной области

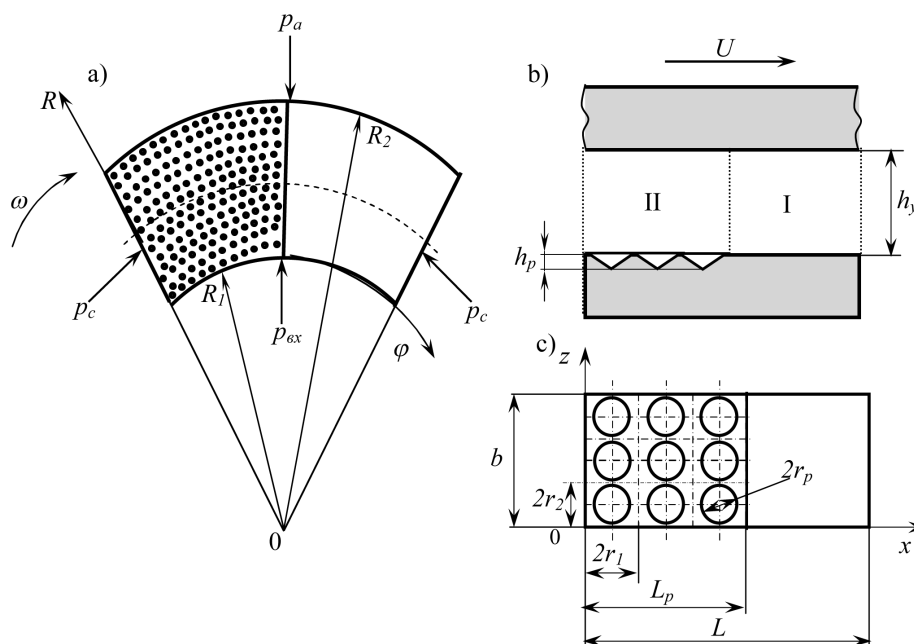


Рис. 4. Схема одного сегмента: а) схема сегмента; б) схема УП вид сбоку; в) расчетная схема сегмента (вид сверху)

использована модель микроямки в виде перевернутого конуса, вместо полусферы. В работе [17] представлены фотографии микроямок лазерного текстурирования поверхности. На них видно, что микроямки значительно отличаются от полусферы и имеют конусообразную форму.

Используемая в данной работе модель микроямки (конус, рис. 5) позволила записать функцию безразмерной толщины СС \bar{h}^* , исходя из теоремы о подобии треугольников. Согласно рис. 4 б и 5 выражения для определения безразмерной толщины СС в I и II области имеют следующий вид:

$$\bar{h} = \begin{cases} \bar{h}_y, & \text{если } \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 \geq \bar{r}_p^2, \\ \bar{h}_y + \bar{h}^* = \bar{h}_C + \frac{(\bar{r}_p - \bar{r}_e) \cdot \bar{h}_p}{\bar{r}_p}, & \text{если } \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 < \bar{r}_p^2, \end{cases} \quad (1)$$

где $\bar{h} = \frac{h}{h_0}$; $\bar{h}_y = \frac{h_y}{h_0}$; $\bar{h}_p = \frac{h_p}{h_0}$; $\bar{r}_p = \frac{r_p}{h_0}$; $\bar{r}_e = \frac{r_e}{h_0}$; $\bar{x}_e = \frac{x_e}{h_0}$; $\bar{y}_e = \frac{y_e}{h_0}$, h_0 – характерная толщина СС (м).

2. Исходные уравнения

Функция течения СМ в текстурированной части УП рассматривалась в прямоугольной системе координат O_{xyz} (ось y совпадает с осью вращения ротора). При проведении численных исследований были приняты следующие допущения: режим движения СМ предполагается ламинарным; частицы СМ на границе с твердым телом имеют скорость соответствующую точке тела; движение пяты в радиальном направлении не учитывается; давление по толщине СС принимается постоянным; гидродинамическая реакция СС направлена по нормали к поверхности пяты; вследствие

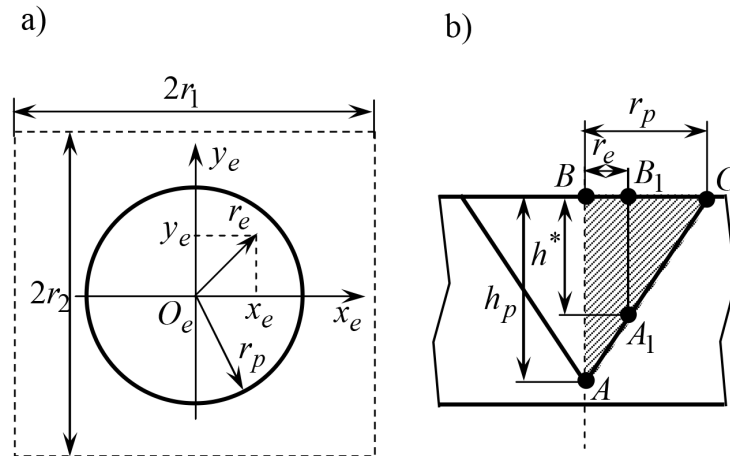


Рис. 5. К определению толщины СС в ячейке: а) микроэлемента расположенная в центре «воображаемой» квадратной ячейки; б) схема микроэлемента в виде обратного конуса

симметрии задачи, определение полей давлений проводилось для одного сегмента УП; сегменты УП полагаем неподвижными и прямоугольной формы, тангенциальный размер сегмента УП L равен дуге среднего радиуса, а ширина $b = R_2 - R_1$ (рис. 4 б); силы инерции СС не учитываются.

Поле гидродинамических давлений $p(x, z)$ в СС находится интегрированием обобщенного уравнения Рейнольдса, которое в безразмерном виде имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6\bar{\mu} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}, \quad (2)$$

где $\bar{p} = \frac{(p - p_a)\psi}{\mu_0 \omega_0}$ – безразмерное давление в СС, $\psi = \frac{h_0}{r_0}$ – относительная характерная толщина СС; $\bar{z} = \frac{z}{h_0}$; $\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}$ – безразмерный коэффициент динамической вязкости, μ_0 – характерный коэффициент динамической вязкости (Па·с); $\bar{U} = \frac{U}{\omega_0 r_0}$, где ω_0 – характерная угловая скорость (c^{-1}); r_0 – характерный линейный размер (м).

Уравнение (2) решается при следующих граничных условиях:

$$\bar{p}|_{\bar{z}=0} = \bar{p}_x, \quad \bar{p}|_{\bar{z}=\bar{b}} = 0, \quad \bar{p}|_{\bar{x}=0} = \bar{p}|_{\bar{x}=\bar{L}} = \bar{p}_c, \quad \bar{p} \geq 0. \quad (3)$$

Для решения уравнения (2) был применен успешно апробированный авторами для других видов трибосопряжений [18] метод конечных разностей, обеспечивающий точность решения уравнения при порядке сходимости по давлению $\varepsilon = 10^{-5}$.

Для численного решения уравнения (2) методом конечных разностей введена равномерная сеточная область на поверхности одного сегмента с шагом $\Delta \bar{x}, \Delta \bar{z}$ по x и z соответственно.

Запишем уравнение (2) в дивергентной форме:

$$\frac{\partial B}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial C}{\partial \bar{z}} = 0, \quad (4)$$

где $B = -6\bar{\mu}\bar{U}\bar{h} + \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}$, $C = \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}$.

Интегрируя уравнение (4) по площадке S_{ij} (рис. 6) и переходя в его левой части по формуле Грина [19] к контурному интегралу, получена разностная консервативная схема:

$$\left(B_{i+\frac{1}{2},j} - B_{i-\frac{1}{2},j} \right) \frac{1}{\Delta \bar{x}} + \left(C_{i,j+\frac{1}{2}} - C_{i,j-\frac{1}{2}} \right) \frac{1}{\Delta \bar{z}} = 0. \quad (5)$$

Здесь

$$\begin{aligned} B_{i+\frac{1}{2},j} &= -6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2} + \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{ij}}{\Delta \bar{x}}, \\ B_{i-\frac{1}{2},j} &= -6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i-1,j} + \bar{h}_{ij}}{2} + \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{ij} - \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta \bar{x}}, \\ C_{i,j+\frac{1}{2}} &= \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{ij}}{\Delta \bar{z}}; C_{i,j-\frac{1}{2}} = \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{ij} - \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta \bar{z}}. \end{aligned}$$

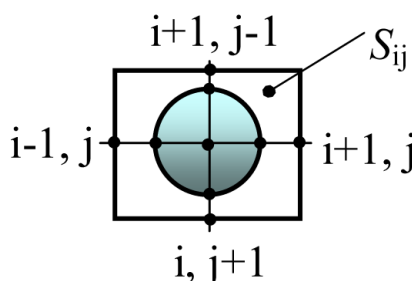


Рис. 6. Модель одной ячейки

С учетом подстановки значений $B_{i\pm\frac{1}{2},j}$ и $C_{i,j\pm\frac{1}{2}}$ в уравнение (5):

$$\left(-6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{x}} + \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{ij}}{\Delta \bar{x}^2} + \right) + \left(\frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{ij}}{\Delta \bar{z}^2} - \right) = 0,$$

тогда

$$\begin{aligned} &\left(\bar{p}_{i+1,j} \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{x}^2} - \bar{p}_{i,j} \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{x}^2} \right) + \left(\bar{p}_{i,j+1} \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{z}^2} - \bar{p}_{i,j} \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{z}^2} \right) = \\ &= 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta \bar{x}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Перепишем уравнение (6) в следующем виде:

$$\begin{aligned} &\bar{p}_{i+1,j} \left[\frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{x}^2} \right] + \bar{p}_{i,j} \left[- \left(\frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{x}^2} + \frac{\bar{h}_{i-1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{x}^2} + \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{z}^2} + \frac{\bar{h}_{i,j-1} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{z}^2} \right) \right] + \\ &+ \bar{p}_{i-1,j} \left[\frac{\bar{h}_{i-1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{x}^2} \right] + \bar{p}_{i,j+1} \left[\frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{z}^2} \right] + \bar{p}_{i,j-1} \left[\frac{\bar{h}_{i,j-1} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta \bar{z}^2} \right] = 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta \bar{x}}. \end{aligned} \quad (7)$$

Систему (7) представим в виде системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ):

$$A_{ij}\bar{p}_{i,j+1} + B_{ij}\bar{p}_{i,j} + C_{ij}\bar{p}_{i,j-1} + F_{ij}\bar{p}_{i+1,j} + E_{ij}\bar{p}_{i-1,j} = D_{ij}, \quad (8)$$

где $F_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2}$, $E_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2}$, $A_{ij} = \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2}$, $C_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2}$, $B_{ij} = -(A_{ij} + C_{ij} + F_{ij} + E_{ij})$, $D_{ij} = 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta\bar{x}}$.

В схеме (8) выполняется условие диагонального преобладания:

$$|B_{ij}| \geq |A_{ij}| + |C_{ij}| + |E_{ij}| + |F_{ij}|. \quad (9)$$

Поэтому решение задачи о давлении может быть получено различными итерационными методами. Простым и гибким алгоритмом, хорошо учитывающим геометрию подшипника и условия в виде неравенств, является алгоритм Зейделя, который реализуется по схеме:

$$\bar{p}_{ij}^{(\rho+1)} = \frac{1}{B_{ij}} (D_{ij} - A_{ij}\bar{p}_{i,j+1}^{(\rho)} - C_{ij}\bar{p}_{i,j-1}^{(\rho)} - F_{ij}\bar{p}_{i+1,j}^{(\rho)} - E_{ij}\bar{p}_{i-1,j}^{(\rho)}),$$

где ρ – номер итерации.

Итерационный процесс поиска эпюры давления прекращается при выполнении

условия сходимости:
$$\left| \frac{\sum \sum (p_{ij}^{\rho+1} - p_{ij}^{\rho})}{\sum \sum p_{ij}^{\rho}} \right| \leq \varepsilon.$$

При решении уравнения (2) применен многосеточный метод, позволяющий ускорить итерационный процесс сходимости и повысить точность решения [18]. В данном методе область S_{ij} аппроксимировалась последовательностью прямоугольных сеток S^1, S^2, \dots, S^{ns} , где ns – количество сеток (уровней дискретизации). Количество узлов на первой (самой грубой) сетке ($ns = 1$) определяли исходя из того, чтобы узел сетки был совмещен с серединой ямки, и шаги сетки по x и по z равнялись соответственно (рис. 4 б): $\Delta\bar{x} = 2\bar{r}_1$, $\Delta\bar{z} = 2\bar{r}_2$, где $\bar{r}_1 = \frac{r_1}{r_0}$, $\bar{r}_2 = \frac{r_2}{r_0}$. При достижении сходимости по давлению на грубой сетке шаг по x и по z делился пополам, и повторялось численное решение на более мелкой сетке.

Для оценки порядка сходимости численной схемы удобно использовать результаты, полученные с различным количеством сеток. В работах Марчука и Роуча [20] показано, что сходимость решения достигается при выполнении условий аппроксимации дифференциального оператора и устойчивости решения разностной краевой задачи. Численная схема (8) аппроксимирует уравнение Рейнольдса для давлений с порядком $O(\Delta x^2 + \Delta z^2)$, что следует из методики ее получения.

Устойчивость решения обеспечивается условиями (9) диагонального преобладания в схеме. Отсюда теоретический порядок сходимости разностного решения равен порядку аппроксимации, то есть $O(\Delta x^2 + \Delta z^2)$ [21].

Оценка порядка сходимости проведена на примере расчета НС упорного подшипника ротора турбокомпрессора ТКР – 8,5 С.

Основные исходные данные: $R_1 = 5,9$ мм, $R_2 = 9,35$ мм; $\omega = 70000$ мин⁻¹; $p_{\text{вх}} = 0,4$ МПа; температура подачи СМ – $T_{\text{вх}} = 80^\circ$ С; количество сегментов УП – $kn = 8$. Коэффициент динамической вязкости СМ (μ) определяли по двухконстантной зависимости [22]. В расчетах были использованы параметры синтетического масла 10W4 ($\mu_1(T_1 = 40^\circ \text{ С}) = 70,7$ мПа·с; $\mu_2(T_1 = 100^\circ \text{ С}) = 11,5$ мПа·с), плотность СМ – $\rho = 998,2$ кг/м³. В качестве «базовых» параметров лазерного текстурирования были приняты следующие значения: $h_y = 10$ мкм; $L = 5,87$ мм; $\alpha = 0,6$; $S_p = 0,785$; $h_p = 30$ мкм; $r_p = 90$ мкм.

При варьировании степени дискретизации шаг по x и по z изменялся в зависимости от количества сеток. Учитывая величину Δx и Δz на самой мелкой (пятой) сетке, сумма $(\Delta x^2 + \Delta z^2)$ для рассмотренной схемы составляет $7,922 \cdot 10^{-6}$. Результаты расчета НС в зависимости от порядка сходимости при изменении количества сеток от 1 до 5 представлены на рис. 7. Из графика видно, что при увеличении порядка сходимости больше, чем $\varepsilon = 10^{-6}$ результаты расчета НС практически не отличаются, а применение в расчетах более трех сеток ($ns = 3$, количество узлов – 3814×2617) нецелесообразно, т.к. результаты отличаются не более чем на 0,1%.

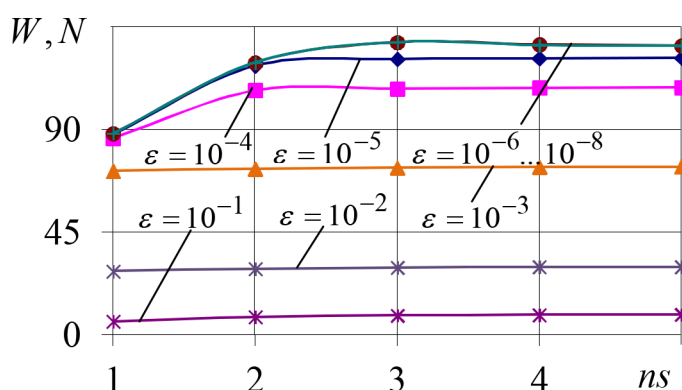


Рис. 7. Определение оптимального значения точности сходимости и количества сеток при выполнении расчетов

Для снижения времени тестовых расчетов были сопоставлены данные для $\varepsilon = 10^{-6}$ и $\varepsilon = 10^{-5}$. В табл. 1 представлены результаты расчета НС, максимального давления в СС и количество итераций в зависимости от уровня дискретизации ($ns = 1...5$) при различных ε .

Таблица 1

Количество сеток (ns)	W, H	$p_{\max}, \text{МПа}$	Количество итераций
5	127,8 ¹⁾ /121,3 ²⁾	2,971 ¹⁾ /2,844 ²⁾	24127 ¹⁾ /6452 ²⁾
4	127,6 ¹⁾ /121,1 ²⁾	2,97 ¹⁾ /2,842 ²⁾	23820 ¹⁾ /6371 ²⁾
3	127,2 ¹⁾ /120,7 ²⁾	2,967 ¹⁾ /2,835 ²⁾	22766 ¹⁾ /6309 ²⁾
2	119 ¹⁾ /117,8 ²⁾	2,77 ¹⁾ /2,75 ²⁾	8103 ¹⁾ /4893 ²⁾
1	88,19 ¹⁾ /88 ²⁾	1,924 ¹⁾ /1,921 ²⁾	1907 ¹⁾ /1392 ²⁾
1) $\varepsilon = 10^{-6}$; 2) $\varepsilon = 10^{-5}$			

Отличие результатов, полученных при $ns = 3$, $\varepsilon = 10^{-5}$ и $ns = 5$, $\varepsilon = 10^{-6}$ для НС не превышает 2,9 %, а для максимального давления в СМ – 2,3 %. В то же время количество итераций снижается в 4 раза. Таким образом, было принято решение,

что для описания с приемлемой точностью геометрии и процессов, происходящих в тонком смазочном слое УП, а также для снижения времени расчетов использовать следующие параметры многосеточного алгоритма: $ns = 3$, $\varepsilon = 10^{-5}$.

3. Определение основных гидромеханических характеристик

Для оценки работоспособности УП высокоскоростных роторных машин необходимо рассчитать их основные характеристики: НС (W, H); потери мощности на трение в СМ (N, Bm); массовый расход смазочного материала (Q_m , кг/с).

На основе интегрирования поля гидродинамических давлений в СС определяются: гидродинамическая (подъемная) сила R ; сила F_{mp} и момент M_{mp} сопротивления вращению пяты, обусловленные действием касательных напряжений τ в СС.

Проекция гидродинамической силы на оси неподвижной системы координат O_{xyz} определялись соотношениями для одного сегмента УП:

$$R_y = \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x, z) dx dz.$$

Элементарная сила сопротивления вращению цапфы зависит от касательного напряжения и при вязком сдвиге имеет вид:

$$dF_{mp} = \tau \cdot dx \cdot dz, \quad (10)$$

где $\tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h}$. Сила и момент сопротивления вращению пяты с учетом касательного напряжения τ (10) определялась как:

$$F_{mp} = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L \tau dx dz, \quad M_{mp} = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L (R + \Delta z) \tau dx dz.$$

НС определялась как произведение количества сегментов на гидродинамическую силу (проекция на ось y), (Н):

$$W = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x, z) dx dz.$$

Потери мощности на трение, (Вт):

$$N_{mp} = M_{mp} U.$$

Коэффициент трения определялся из следующего соотношения:

$$f_{mp} = \frac{F_{mp}}{W}.$$

Объемный расход СМ в радиальном направлении (m^3/c):

$$Q_{\nu(r)} = kn \int_0^L \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx.$$

Объемный расход СМ в окружном направлении (m^3/c):

$$Q_{\nu(\varphi)} = kn \int_{R_1}^{R_2} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{Uh}{2} \right) dz.$$

Массовый расход (кг/с):

$$Q_{m(r,\varphi)} = Q_{(r,\varphi)} \cdot \rho.$$

При численном интегрировании все интегралы вычислялись по методу Симпсона с использованием безразмерных значений параметров \bar{p} , \bar{h} , \bar{U} в узлах сетки i, j .

На основе представленной методики расчета создан программный комплекс «Секторный подпятник» [23], который позволяет осуществлять анализ влияния различных эксплуатационных и геометрических параметров УП на его ГМХ.

4. Сравнение результатов эксперимента и расчета

Было выполнено сравнение расчетных значений НС и коэффициента трения, полученных с помощью разработанного программного комплекса, с экспериментальными результатами, представленными в работах [24, 25]. Схема УП, которая использовалась в испытаниях [24], аналогична представленной на рис. 3, при этом $kn = 6$. Экспериментальные исследования проводились в лаборатории «Триботехника» Израильского Технологического Института «Технион» (г. Хайфа).

Образцы пяты и УП, используемые в эксперименте, были выполнены из карбида кремния (SiC), толщиной 10 мм, $2R_2 = 85$ мм, $2R_1 = 40$ мм. Средняя шероховатость опытных образцов $R_a = 0,04$ мкм. Параметры лазерного текстурирования УП: $\alpha = 0,73$, $S_p = 0,6$, $h_p = 6,5$ мкм, $r_p = 30$ мкм; $L = 30,28$ мм.

Условия проведенного эксперимента: $F = 160..460$ Н; $\omega = 1500, 3000$ мин⁻¹, $T_{вх} = 28^\circ$ С, $\mu_1(T_1 = 40^\circ$ С) = 0,6560, мПа·с, $\mu_2(T_1 = 100^\circ$ С) = 0,2838, мПа·с.

На рис. 8 представлены зависимости толщины СС и коэффициента трения от нагрузки, полученных в результате экспериментальных и расчетных исследований. Из графиков видно хорошее качественное и количественное совпадение результатов. Максимальное расхождение данных наблюдается при $\omega = 3000$ мин⁻¹ и не превышает в процентном соотношении: для толщины СС – 11 % при $F = 300$ Н, а для коэффициента трения – 15 % при $F = 450$ Н.

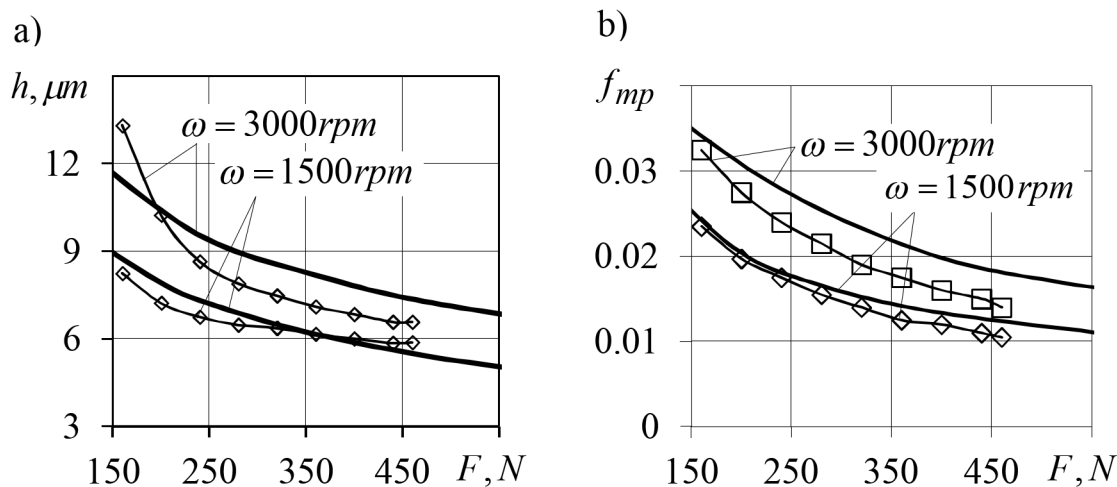


Рис. 8. Зависимость толщины СС (а) и коэффициента трения (б) от нагрузки

С использованием экспериментальных данных, представленных в работе [25], были произведены тестовые расчеты ГМХ упорного подшипника скольжения.

Упорный узел состоит из УП (бронза UE9P) и пяты (сталь ХС38). УП разделен на 8 сегментов, на поверхности которых нанесено лазерное текстурирование. Внешний и наружный радиус УП и параметры лазерного текстурирования: $2R_2 = 90$ мм, $2R_1 = 50$ мм, $\alpha = 0,55$; $S_p = 0,56$; $0,25$; $h_p = 20$ мкм; $r_p = 0,35$ мм; $L = 26,92$ мм.

Из рис. 9 видно качественное совпадение результатов расчета авторов, выполненного с помощью разработанного ПО [23], с экспериментальными данными французских авторов [25]. Среднее арифметическое отклонение результатов составляет не более 10 %.

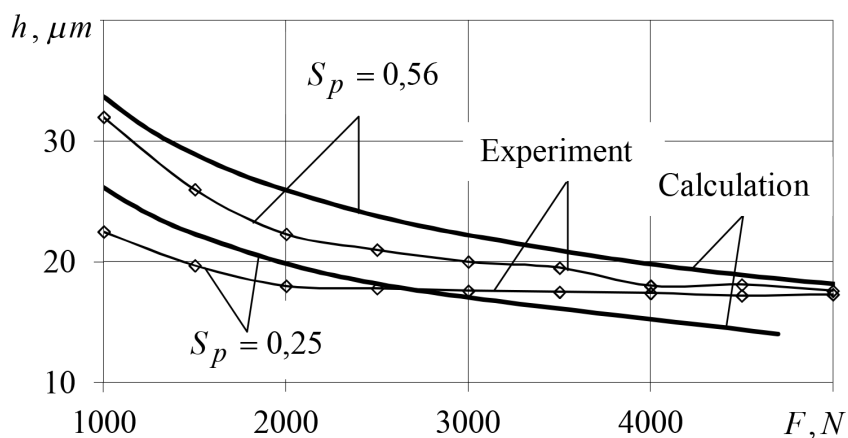


Рис. 9. Зависимость толщины смазочного слоя от нагрузки

На основе полученных результатов сравнения экспериментальных и расчетных данных (рис. 8, 9) можно сделать вывод о том, что разработанная математическая модель и реализованное на ее основе ПО позволяют с достаточной точностью производить численные исследования ГМХ упорных сегментных подшипников скольжения с лазерным текстурированием несущей поверхности.

5. Параметрические исследования

Исследование влияния различных параметров лазерного текстурирования на НС подшипника выполнялось для определения наиболее значимых параметров, а также для установления их наилучших значений.

Исследования проводили на примере расчета ГМХ упорного подшипника скольжения ротора турбокомпрессора ТКР 8,5 С. Все входные параметры представлены выше при определении порядка сходимости и количества сеток.

Параметры текстурирования варьировались в пределах:

- 1) величина текстурированной части сегмента: $0 \leq \alpha \leq 1$;
- 2) глубина ямки ($10^{-6} <$): $5 < h_p \leq 30$;
- 3) радиус ямки ($10^{-6} <$): $30 \leq r_p \leq 110$;
- 4) плотность распределения ямок: $0,2 \leq S_p \leq 0,785$.

Максимальная плотность распределения ямок $S_p = 0,785$ определялась из принципа отсутствия наложения ямок друг на друга.

На рис. 10 представлена зависимость НС от величины текстурированной части сегмента (α) при различных значениях плотности распределения ямок (S_p). Установлено, что с увеличением S_p НС увеличивается и достигает максимума при $S_p = 0,6 - 0,785$. При этом значения текстурированной части сегмента лежат в пределах $\alpha = 0,5 - 0,7$.

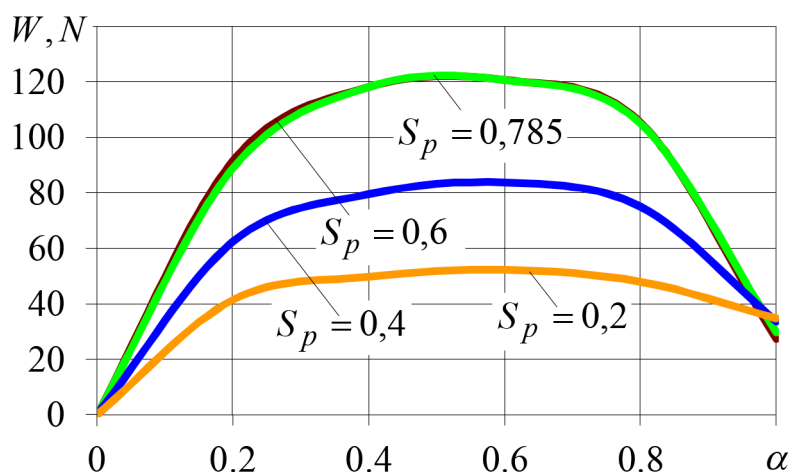


Рис. 10. Зависимость НС от α при различных S_p

Для оценки процессов, происходящих в СМ при полностью и частично обработанных поверхностях сегментов УП, были определены эпюры распределения гидродинамических давлений, построенные на дуге среднего радиуса сегмента, для $\alpha = 0,6$ и $\alpha = 1$ (рис. 11).

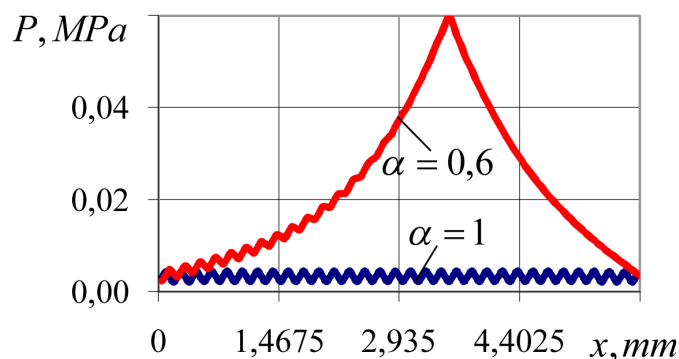


Рис. 11. Распределение гидродинамических давлений, построенное на дуге среднего радиуса сегмента

На следующем этапе численного исследования определялось влияние на НС глубины h_p и радиуса r_p ямки (рис. 12). Значительного влияния радиус ямки на НС не оказывает (при увеличении r_p от 30 до 110 мкм НС увеличилась от 3,9 до 6,4 %). При изменении глубины ямки от 5 до 15 мкм происходит увеличение НС на 13 %. Из рис. 12 видно, что для данного УП существует оптимальное значение h_p и дальнейшее его увеличение приводит к снижению НС.

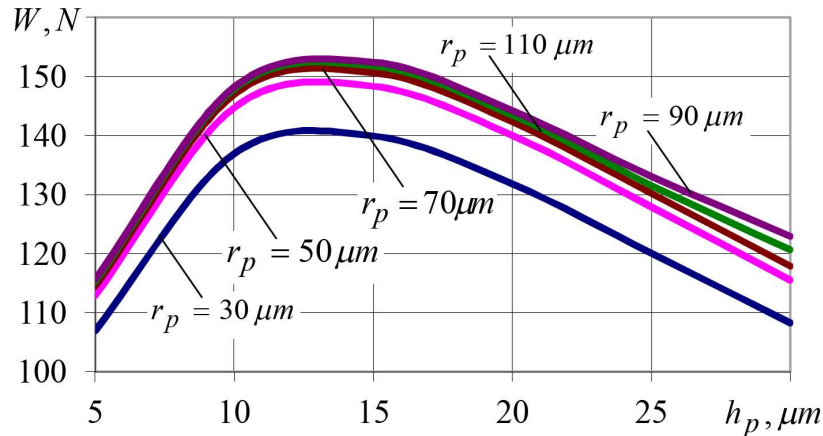


Рис. 12. Зависимость НС от h_p при различных r_p

Для того чтобы определить преимущество использования лазерного текстурирования, проведен расчет для УП с двумя типами сегментов по следующим параметрам (табл. 2): НС (W, N); потери мощности на трение СМ (N_{mp}, Bm); массовый расход СМ (Q_m , кг/с) в зависимости от установочного зазора.

Таблица 2

Результаты расчета ГМХ двух типов конструкций УП

h_y , мкм	W, N		N_{mp}, Bm		Q_m , кг/с	
	1	2	1	2	1	2
2	4578	1016	1930	1638	0,5059	0,4867
4	1160	540,1	965	906	0,8583	0,9734
6	527,5	320,6	643,3	633,4	1,209	1,46
8	305,9	212,8	482,4	488,7	1,555	1,947
10	203,4	151,4	385,9	398,6	1,897	2,434
15	102,1	79,72	257,2	274,3	2,737	3,651
20	66,66	52,85	192,9	210,1	3,562	4,869
25	50,25	40,73	154,2	170,8	4,376	6,087
30	41,34	3,452	128,5	144,2	5,185	7,306

Сравнивались два типа микропрофиля сегментов УП: первый – ступенька Рэлея ($L = 5,87$ мм; $L/l_2 = 3,14$, $h/h_y = 1,87$) (рис. 1 а); второй – лазерное текстурирование поверхности ($L = 5,87$ мм, $\alpha = 0,6$, $S_p = 0,785$, $h_p = 15$ мкм; $r_p = 110$ мкм). На каждом графике проведена линия ограничения минимальной толщины СС – 2 мкм,

т.к. при дальнейшем уменьшении толщины СС возникает очень высокая вероятность задира поверхностей.

В реальной конструкции УП ротора турбокомпрессора ТКР 8,5 С установочный зазор равен $h_C = 20$ мкм.

У подшипника с сегментами первого типа НС значительно выше при $h_C = 2...5$ мкм, однако при дальнейшем увеличении h_y значения НС приближаются друг к другу (рис. 13).

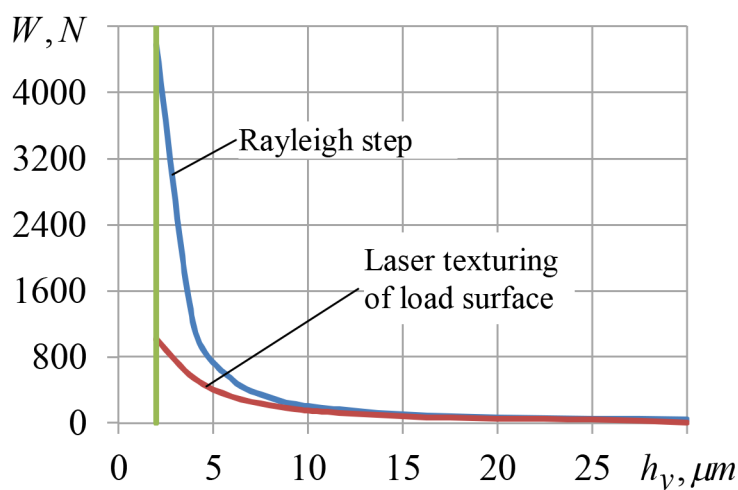


Рис. 13. Зависимость НС от установочного зазора

Сравнивая результаты расчета потерь на трение в сопряжении (рис. 14), видно, что подшипник второго типа имеет значительно лучшую характеристику при $h_C = 2...15$ мкм. Значения N_{mp} для УП с сегментами в виде ступеньки Рэля выше от 2 до 15 %.

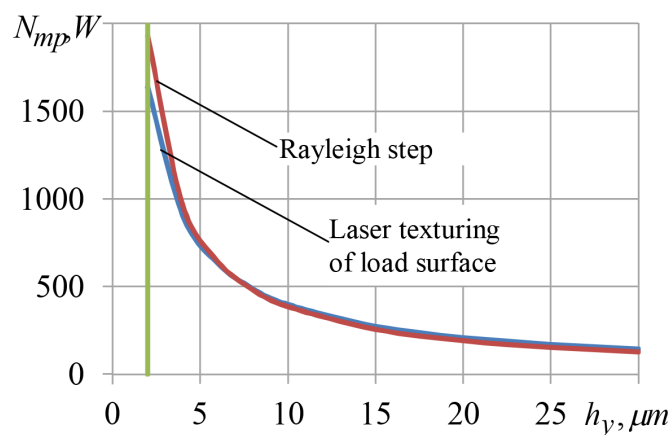


Рис. 14. Зависимость потерь на трение от установочного зазора

Расход СМ у подшипника второго типа ниже во всем диапазоне установочного зазора, что говорит об эффективности использования данного типа обработки (рис. 15).

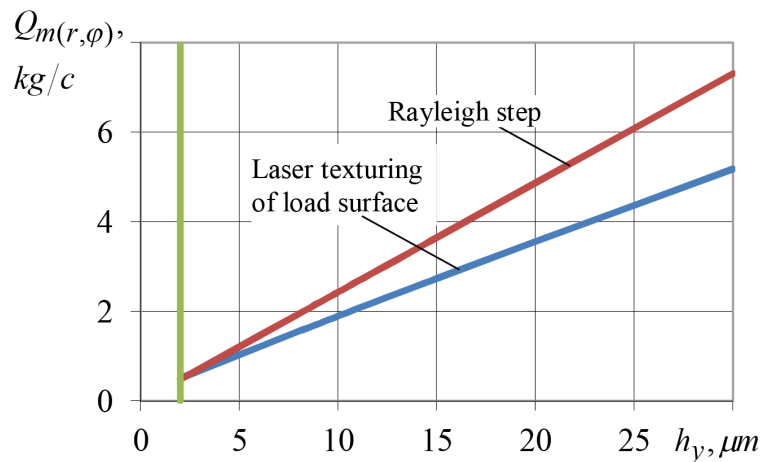


Рис. 15. Зависимость расхода СМ от установочного зазора

Выводы

Для расчета ГМХ упорного подшипника скольжения с лазерным текстурированием поверхности была разработана математическая модель, алгоритм и программа расчета «Секторный подпятник». Влияние лазерного текстурирования на работу УП представлено на примере расчета гидродинамических давлений, НС и потерь на трение упорного подшипника ротора турбокомпрессора ТКР–8,5 С. В основе расчета реакций СС и гидродинамических давлений лежит интегрирование уравнения Рейнольдса с использованием многосеточного алгоритма. Снижение вероятности повреждения и износа поверхностей упорного подшипника скольжения можно достичь путем обработки последних с помощью лазерного текстурирования. В данном случае возникает увеличение СС и снижение потерь на трение, что подтверждают представленные в работе материалы. Полученные данные не противоречат результатам, представленным в работах других авторов, в том числе [10–16], и позволяют сделать следующие выводы:

1. Адекватность разработанной математической модели и алгоритма расчета ГМХ упорного сегментного подшипника скольжения с текстурированием несущей поверхности была подтверждена результатами сравнения численного и натурального эксперимента по параметрам: толщина СС и коэффициент трения.

2. Определены параметры, которые оказывают значительное влияние на повышение НС: при $\alpha = 0,6$, $S_p = 0,785$ НС имеет максимальное значение, равное $W = 120,6$ Н. Плотность распределения ямок необходимо увеличивать до максимального значения с учетом отсутствия наложения ямок. Однако, из рис. 11 видно, что увеличение S_p более 0,6 не позволяет повысить НС более чем на 0,04 %. Также важным параметром, определяющим увеличение НС, является глубина ямки (рис. 12), оптимальное значение которой $h_p = 15$ мкм (для рассматриваемой конструкции). При увеличении h_p от 5 до 15 мкм НС увеличивается на 13,7 %, дальнейшее увеличение h_p приводит к снижению НС.

3. Показано преимущество «частичного» лазерного текстурирования поверхностей сегментов УП (наилучшее значение величины текстурированной части сегмента равно $\alpha = 0,6$) по сравнению с обработкой *всей поверхности* сегментов ($\alpha = 1$). Так при изменении α от нуля до $\alpha = 0,6$ происходит увеличение НС и при дальнейшем увеличении α НС падает.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Министерства образования и науки Российской Федерации по реализации прикладных исследований по лоту код 2014-14-579-0109. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований (проект) RFMEFI57714X0102. Исследования проведены в ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ) – получателе субсидии, соглашение № 14.577.21.0102.

Литература / References

1. Подольский, М.Е. Упорные подшипники скольжения / М.Е. Подольский. – Л.: Машиностроение, 1981. – 261 с. [Podolsky M.E. Thrust Bearings. Leningrad, Mashinostroenie, 1981. 261 p. (in Russian)]
2. Sharma R.K., Pandey R.K. Experimental Studies of Pressure Distributions in Finite Slider Bearing with Single Continuous Surface Profiles on the Pads. *Tribology International*, 2009, vol. 42, issue 7, pp. 1040–1045. DOI:10.1016/j.triboint.2009.02.010
3. Berger S., Bonneau O., Frene J. Influence of a Levelness Defect in a Thrust Bearing on the Dynamic Behavior of an Elastic Shaft. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, vol. 249 (1), pp. 41–53. DOI:10.1006/jsvi.2001.3801
4. Hoppermann A., Kordt M. Tribological Optimisation Using Laser-Structured Contact Surfaces. *Ölhydraulik und Pneumatik*, 2002, vol. 46 (4), pp. 560–564.
5. Tsuboi R., Nakano A., Sasaki S. Research on Causes of Cavitation Generation on Textured Surface under Hydrodynamic Lubrication. *40th Leeds-Lyon Symposium on Tribology & Tribo-Chemistry Forum. September 4–6, 2013, Lyon, France*, Lyon, 2013, p. 42.
6. Дадаев, С.Г. Нестационарные модели газодинамических подшипников со спиральными канавками. Ч. 3 / С.Г. Дадаев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2012. – 430 с. [Dadaev S.G. Unsteady Model of Gas-Dynamic Bearings with Spiral Grooves. Part 3. Chelyabinsk, Publishing Center SUSU, 2012, 430 p. (in Russian)]
7. Wang X., Kato K., Adachi K., Aizawa K. Loads Carrying Capacity Map for the Surface Texture Design of SiC Thrust Bearing Sliding in Water. *Tribology International*, 2003, vol. 36 (3), pp. 189–197. DOI:10.1016/S0301-679X(02)00145-7
8. Wei T., Yuankai Z., Hua Z., Haifeng Y. The Effect of Surface Texturing on Reducing the Friction and Wear of Steel under Lubricated Sliding Contact. *Applied Surface Science*, 2013, vol. 273, pp. 199–204. DOI:10.1016/j.apsusc.2013.02.013
9. Lo S.W., Horng T.C. Lubricant Permeation From Micro Oil Pits Under Intimate Contact Condition. *J. Tribol.*, 1999, vol. 121 (4), pp. 633–638. DOI:10.1115/1.2834116
10. Hamilton D.B., Wallowit J.A., Allen C.M. A Theory of Lubrication by Microirregularities. *Journal of Fluids Engineering*, 1966, vol. 88 (1), pp. 177–185. DOI:10.1115/1.3645799
11. Brizmer V., Kligerman Y., Etsion I. A Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearing. *Tribology Transactions*, 2003, vol. 46 (3), pp. 397–403. DOI:10.1080/10402000308982643
12. Etsion I., Kligerman Y., Halperin G. Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces. *Tribology Transactions*, 1999, vol. 42 (3), pp. 511–516. DOI:10.1080/10402009908982248
13. Floberg L., Jakobson B. The Finite Journal Bearing, Considering Vaporization. *Wear*, 1958, vol. 2 (2), p. 158. DOI:10.1016/0043-1648(58)90453-8

14. Etsion I. State of the Art in Laser Surface Texturing. *ASME J. Tribol.*, 2005, vol. 127 (1), pp. 248–253. DOI:10.1115/1.1828070
15. Wang X., Kato K., Adach K., Aizawa K. The Effect of Laser Texturing of SiC Surface on the Critical Load for the Transition of Water Lubrication Mode from Hydrodynamic to Mixed. *Tribology International*, 2001, vol. 34 (10). pp. 703–711. DOI:10.1016/S0301-679X(01)00063-9
16. Wang X., Kato K., Adachi K. The Lubrication Effect of Micro-Pits on Parallel Sliding Faces of SiC in Water. *Tribology Transactions*, 2002, vol. 45 (3), pp. 294–301. DOI:10.1080/10402000208982552
17. Yamakiri H., Sasaki S., Kurita T., Kasashima N. Effects of Laser Surface Texturing on Friction Behavior of Silicon Nitride under Lubrication with Water. *Tribology International*, 2011, vol. 44 (5), pp. 579–584. DOI:10.1016/j.triboint.2010.11.002
18. Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 5. – С. 16–21. [Prokop'ev V.N., Boyarshinova A.K., Zadorozhnaya E.A. Multigrid Algorithms of Integration of Reynolds Equation in Problems of Dynamics Heavy-Loaded Bearings. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2005, vol. 5, pp. 16–21. (in Russian)]
19. Ефимов, А.В. Математический анализ. Т. 2. / А.В. Ефимов, Ю.Г. Золотарев, В.М. Терпигорова. – М.: Высшая школа, 1980. – 350 с. [Efimov A.V., Zolotarev Yu., Terpigorova V.M. *Mathematical Analysis. V. 2.* Moscow, Vysshaya shkola, 1980. 350 p. (in Russian)]
20. Roache P.J. *Computational Fluid Dynamics.* Albuquerque, Hermosa Publs, 1976, 446 pp.
21. Doolan E.P., Miller J.J.H., Schilders W.H.A. *Uniform Numerical Methods for Problems with Initial and Boundary Layer.* Dublin, Boole Press, 1980. 524 p.
22. Совершенствование методики расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67. [Prokop'ev V.N., Zadorozhnaya E.A., Karavaev V.G., Levanov I.G. Improving Methods of Calculation Heavy-Loaded Plain Bearings Lubricated non-Newtonian Oils. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2010, vol. 1, pp. 63–67. (in Russian)]
23. Программный комплекс для расчета гидромеханических характеристик секторного упорного гидродинамического подшипника с различной обработкой поверхности «Секторный подпятник» / А.К. Бояршинова, С.В. Чернейко // Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. – № 2013617906 от 27.08.2013. [Boyarshinova A.K., Cherneyko S.V. Software Package for the Calculation of the Characteristics of Hydro Sector Thrust Hydrodynamic Bearing with Different Surface Treatment "Sector Glide". No. 2013617906]
24. Чернейко, С.В. Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями / С.В. Чернейко, А.М. Ципенюк // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2014. – Т. 14, № 2. – С. 66–73. [Cherneyko S.V., Tsipinuk A.M. Experimental Estimation of Characteristics of the Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearings. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Mechanical Engineering Industry*, 2014, vol. 14, no. 2, pp. 66–73. (in Russian)]
25. Henry Y., Bouyer J., Fillon M. Experimental Investigation of Hydrodynamic Parallel Surface Thrust Bearings with Textured Pads. *World Tribology Congress, 2013. Torino, Italy, September 8–13*, Torino, 2013, pp. 1–4.

Юрий Владимирович Рождественский, доктор технических наук, профессор, кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск, Российская Федерация), ruv@susu.ac.ru.

Елена Анатольевна Задорожная, доктор технических наук, доцент, кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск, Российская Федерация), elena-nea@rambler.ru.

Сергей Викторович Чернейко, аспирант, кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск, Российская Федерация), sergeycherneiko@mail.ru.

Поступила в редакцию 29 января 2015 г.

MSC 80M20, 65N06

DOI: 10.14529/mmp150101

Mathematical Model for Calculating Thrust Bearing with Laser Texturing of Bearing Surface

Yu. Rozhdestvensky, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, ruv@susu.ac.ru,

E. Zadorozhnaya, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, elena-nea@rambler.ru

S. Cherneyko, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, sergeycherneiko@mail.ru

A brief analysis of the current studies on the thrust hydrodynamic bearing, on the bearing surface of which the texturing is performed, ensuring less wear on the whole tribo-unit is presented. A mathematical model for calculation of the hydro mechanical characteristics of thrust bearing with laser texturing of load surface was developed. The adequacy of the developed mathematical model is demonstrated by comparing of the experimental and theoretical results. An acceptable value of convergence parameter of the multi-grid method and the number of mesh levels, which is applied when performing the calculations, was found by numerical experiments. Comparison of the two possible types of segments was performed: a stair of Rayleigh; a surface with laser texturing. Calculations showed the advantage of the method of laser texturing to increase the load capacity of thrust bearing. Results of calculations showed the advantage of the method of laser texturing for increase of the load capacity of thrust bearing.

Keywords: thrust bearing; load capacity; laser surface textured; finite difference method; order of convergence.

Received January 29, 2015