

УЛУЧШЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНОЙ ОПОРЫ СО СЖИМАЕМОМ СМАЗОЧНЫМ СЛОЕМ

С.Г. Некрасов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Рассматривается задача об улучшении трибологических характеристик смазочных жидкостных и газовых слоев различных узлов трения за счет нагнетания среды в слой путем перистальтического действия встречно направленных бегущих волн колебаний. Рассматривается модель течения жидкости в зазоре с волнообразующими поверхностями при наличии в нем жидкости с различной величиной содержания газа, и в том числе, чистый газ и несжимаемая жидкость. В качестве основного объекта исследования выбран цилиндрический слой, так как в этом случае можно отдельно изучить жесткостные и нагнетательные характеристики типового «замкнутого» слоя.

При составлении математической модели приняты основные допущения теории гидродинамической смазки, при этом влияние температуры и учет сжимаемости смазки проводится путем введения в модель определяющей температуры и дополнительного параметра газосодержания.

Показано, что действие бегущих волн в слое определяет появление радиальной и угловой жесткости, зависимости которых повторяют аналогичные зависимости цилиндрического вибронесущего слоя с равномерным вибрационным сдавливанием сжимаемой смазки. Добавочное вращение ограничивающих слой поверхностей с достаточно большой угловой скоростью приводит к появлению развитого гидродинамического эффекта, который в комбинации с нагнетанием смазки от действия бегущей волны приводит к появлению комбинационных мультипликативных эффектов. В частности, в диапазоне частот бегущей волны, в котором наблюдается максимум нагнетаемого давления, происходит существенное увеличение жесткости и несущей способности смазочного слоя. Аналогичный мультипликативный эффект возникает от комбинации эффекта нагнетания смазки и вибрационного сдавливания слоя и др.

Ключевые слова: слой, зазор, уравнение Рейнольдса, плотность, давление, модель, смазка, метод Ньютона, бегущая волна.

Введение. В теории гидродинамической смазки эффект создания избыточного давления в тонком слое сжимаемой жидкости под действием вибрации называют обычно «вибронесущим» или эффектом «сдавливания слоя» и относят к разновидности гидродинамического эффекта [1, 2]. В теории вибронесущего слоя часто рассматриваются «медленные» течения смазки, которые обычно являются второстепенным процессом, связанным иногда с нежелательными явлениями, ухудшающими такие характеристики, как несущая способность, точность позиционирования подвеса и др. Однако процесс направленного течения смазки может быть существенно усилен и использован для создания ряда технических устройств компрессорного типа, дозаторов, газовых и жидкостных уплотнений и др. [3–5]. Этот же процесс можно использовать для нагнетания жидкой среды в смазочный слой, повышая тем самым ее количество и увеличивая смазочное действие подобно гидростатическим опорам [6]. Задача улучшения интегральных трибологических способностей смазочного слоя без увеличения массогабаритных и ухудшения других эксплуатационных характеристик узла трения является актуальной.

В статье рассматривается направленное движение жидкости в зазоре с волнообразующими поверхностями с целью изучения нагнетательных свойств таких зазоров при наличии в них жидкости с различной величиной содержания газа. В качестве основного объекта исследования выбран цилиндрический сжимаемый слой, реализованный в зазоре со встречно направленными бегущими волнами колебаний, так как в этом случае можно отдельно изучить жесткостные и нагнетательные характеристики такого типового «циклического» слоя, в котором увеличение давлений не всегда приводит к увеличению его несущей способности [2].

Показано, что для сжимаемых сред происходит увеличение давлений и массы в направлении движения бегущей волны, аналогично смазочным средам с несжимаемой жидкостной смазкой

[7, 8], но это увеличение с ростом частоты бегущей волны происходит не линейно, а имеет некоторый максимум, за которым наблюдается уменьшение эффекта нагнетания до уровней, присущих обычной вибронасущей опоре с равномерным сдавливанием слоя [2]. Если нагнетательные свойства слоев с бегущей волной уже достаточно изучены [6–8], то жесткость слоя и характеристики замкнутых подшипников на основе таких слоев смазки до сих пор не известны.

Математическая модель. В зазоре могут быть реализованы несколько разнонаправленных бегущих волн колебаний, производящих нагнетание среды или в центральную часть зазора, или к его периферии. Основным объектом исследования, как указывалось выше, является типовой узел – тонкий цилиндрический слой сжимаемый жидкости, ограниченный деформируемыми поверхностями, на одной из поверхностей которых реализованы две встречно направленные симметричные бегущие волны колебаний (рис. 1).

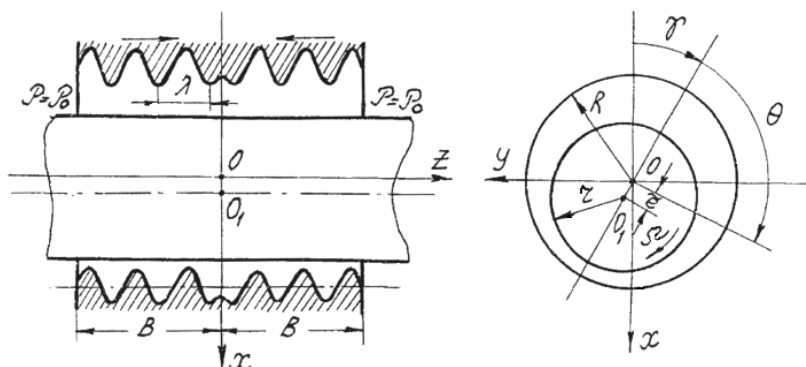


Рис. 1. Схема зазора с волнообразующими поверхностями

Безразмерную функцию зазора с бегущей волной запишем следующим образом:

$$H = \frac{h}{h_0} = 1 + e \cos \theta + E_0 \cos 2\pi(\tau + r), \tag{1}$$

в которой приняты обозначения: $e = \bar{e} / h_0$ – безразмерный эксцентриситет; $r = z / \lambda$ – осевая координата, отнесенная к длине бегущей волны λ ; $\beta = \bar{B} / \lambda$ – безразмерная длина слоя; θ – угловая координата; $E_0 = \bar{E} / h_0$ – безразмерная амплитуда бегущей волны, h_0 – номинальный зазор, $\tau = \omega t$.

В работе состояние сжимаемой среды описывается универсальными зависимостями следующего вида: плотность среды $\rho = \rho_1 + \alpha_1 (\rho_0 - \rho_1)$, где ρ_0 и ρ_1 – плотности газа и жидкости; вязкость среды $\mu = \mu_1 + \alpha_2 (\mu_0 - \mu_1)$, где μ_0 и μ_1 – вязкости газа и жидкости; зависимость между плотностью и давлением $\rho = kP^{\alpha_3}$, где $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – параметры газосодержания, близкие друг другу ($\approx \alpha$) и определяемые в каждом конкретном случае по данным идентификационного эксперимента.

Ламинарное течение среды в зазоре при вращении одной из ограничивающих слой цилиндрических поверхностей с угловой скоростью Ω опишем с помощью усеченных уравнений Навье-Стокса [2], приведенных к виду уравнения для распределения давлений (Рейнольдса), в котором учтем параметр газосодержания α и соответствующие выбранной конфигурации слоя значения параметров Ламе:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\left(\frac{H^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}}{1+\alpha} \frac{\partial \Psi^{1+\alpha}}{\partial r} - \frac{1}{2\alpha-1} \Psi^{1+\alpha} \frac{\partial H^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(\frac{H^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}}{1+\alpha} \frac{\partial \Psi^{1+\alpha}}{\partial \theta} - \frac{1}{2\alpha-1} \Psi^{1+\alpha} \frac{\partial H^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}}{\partial \theta} \right) - \Lambda \Psi^\alpha \right] = = \Lambda_\nu \frac{\partial \Psi^\alpha}{\partial \tau}, \tag{2}$$

где $\Lambda_\omega = 12\mu\omega R^2 / (P_0 h_0^2)$ и $\Lambda = 6\mu U_0 R / (P_0 h_0^2)$ – безразмерные параметры «сдавливания» и «сжимаемости», в которых $U_0 = R\Omega$ – характерная относительная линейная скорость вращения ограничивающих слой поверхностей. Краевые условия для функции давлений Ψ можно получить на одном конце слоя как условие свободного края, а в геометрическом центре сопряжения в силу

Расчет и конструирование

полной симметрии должно наблюдаться равенство нулю местного расхода среды в осевом направлении:

$$\Psi^\alpha = H_i(r = \beta, \theta, \tau), \left(\frac{H_0^\alpha}{1 + \alpha} \frac{\partial \Psi^{1+\alpha}}{\partial r} - \frac{1}{2\alpha - 1} \Psi^{1+\alpha} \frac{\partial H_0^\alpha}{\partial r} \right)_{r=0} = 0. \quad (3)$$

Для рассматриваемой конфигурации справедливо условие периодичности по угловой координате:

$$\Psi(r, \theta + 2\pi, \tau) = \Psi(r, \theta, \tau). \quad (4)$$

В качестве начального условия принято

$$\Psi(r, \theta, \tau = 0) = 1 + e \cos \theta. \quad (5)$$

Для установившегося во времени процесса течения справедливо также условие периодичности во времени

$$\Psi(r, \theta, \tau + 1) = \Psi(r, \theta, \tau). \quad (6)$$

Полученная смешанная краевая задача является нелинейной, что характерно для задач тонкого слоя со сжимаемой средой. Наиболее часто используемый метод решения – это метод малого параметра, в качестве которого обычно принимаются малые значения эксцентриситета e . Указанный подход дает вполне удовлетворительные результаты, так как обычно нормальное функционирование происходит при величине e , не превышающей 0,3. Вид граничных условий и функции зазора допускает искать решение в форме разложения по малому параметру e и тригонометрического ряда по θ , для первой гармонической составляющей которого можно записать:

$$\Psi^{1+\alpha}(r, \theta, \tau) = \Psi_0^{1+\alpha}(r, \tau) + e[U(r, \tau) \cos \theta - V(r, \tau) \sin \theta]. \quad (7)$$

Подставим данное разложение и выражение для функции зазора (1) в уравнение (2) и соберем члены уравнений, содержащие e в нулевой и первой степени. Выделим затем члены уравнений при $\sin \theta$ и $\cos \theta$ и получим следующую систему смешанных краевых задач:

соосное положение цилиндров ($e = 0$):

для функции Ψ_0

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{H_0}{1 + \alpha} \frac{\partial \Psi_0^{1+\alpha}}{\partial r} - \frac{\Psi_0^{1+\alpha}}{2\alpha - 1} \frac{\partial H_0}{\partial r} \right) = \Lambda_v \frac{\partial \Psi_0^\alpha}{\partial \tau}, \quad (8)$$

$$\Psi_0^{1+\alpha}(r = \beta, \tau) = H_0^{\frac{1+\alpha}{\alpha}}(r = \beta, \tau), \left(\frac{H_0}{1 + \alpha} \frac{\partial \Psi_0^{1+\alpha}}{\partial r} - \frac{\Psi_0^{1+\alpha}}{2\alpha - 1} \frac{\partial H_0}{\partial r} \right)_{r=0} = 0, \Psi_0^\alpha(r, \tau = 0) = 1; \quad (9)$$

эксцентричное положение:

для функции U

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{H_0}{1 + \alpha} \frac{\partial U}{\partial r} - \frac{U}{2\alpha - 1} \frac{\partial H_0}{\partial r} \right) - \frac{H_0}{1 + \alpha} U + \Lambda \frac{\alpha}{1 + \alpha} \Psi_0^\alpha V = \\ & = - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{H_1}{1 + \alpha} \frac{\partial \Psi_0^{1+\alpha}}{\partial r} - \frac{\Psi_0^{1+\alpha}}{2\alpha - 1} \frac{\partial H_1}{\partial r} \right) + \Lambda_v \frac{\alpha}{1 + \alpha} \frac{\partial}{\partial \tau} [\Psi_0 U], \end{aligned} \quad (10)$$

$$U(r = \beta, \tau) = \frac{1 + \alpha}{\alpha} H_0^{\frac{1}{\alpha}}(r = \beta, \tau), \left(\frac{H_0}{1 + \alpha} \frac{\partial U}{\partial r} - \frac{U}{2\alpha - 1} \frac{\partial H_0}{\partial r} \right)_{r=0} = 0, \quad U(r, \tau = 0) = 0; \quad (11)$$

для функции V

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{H_0}{1 + \alpha} \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{2\alpha - 1} \frac{\partial H_0}{\partial r} \right) - \frac{H_0}{1 + \alpha} V - \Lambda \frac{\alpha}{1 + \alpha} \Psi_0^\alpha U = \Lambda_v \frac{\alpha}{1 + \alpha} \frac{\partial}{\partial \tau} [\Psi_0 V], \quad (12)$$

$$V(r = \beta, \tau) = 0, \left(\frac{H_0}{1 + \alpha} \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{2\alpha - 1} \frac{\partial H_0}{\partial r} \right)_{r=0} = 0, \quad U(r, \tau = 0) = 0, \quad (13)$$

где $H_0 = [1 + E_0 \cos 2\pi(\tau + r)]^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}$, $H_1 = \frac{2\alpha-1}{\alpha} [1 + E_0 \cos 2\pi(\tau + r)]^{\frac{\alpha-1}{\alpha}}$.

Уравнение (8) является нелинейным, уравнения (10) и (12) линейны относительно искомого переменных, но наличие в уравнениях перекрестных членов приводит их, по сути, на уровень нелинейных.

Нагрузочные способности сжимаемого слоя. Используем для решения нелинейной смешанной краевой задачи (8)–(9) итерационную схему с линеаризацией по методу Ньютона и итерационный процесс строим по схеме [8, 9]

$$\dot{L}_{\Psi_0}(\Psi_{n+1}) = \dot{L}_{\Psi_0}(\Psi_n) - L(\Psi_n), \quad (14)$$

где \dot{L}_{Ψ_0} – производная Фреше от пространственно-временного дифференциального оператора L , определяемого уравнением (8), Ψ_0 – начальное приближение для искомой функции давлений, Ψ_n и Ψ_{n+1} – n и $n+1$ итерационное приближение. В результате уравнению (8) соответствует следующее итерационное уравнение:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial r} \left\{ \frac{1}{\alpha} \left[H^{\frac{2-\alpha}{\alpha}} \frac{\partial \tilde{\Psi}_0^{\frac{1}{\alpha}} \tilde{\Psi}_{n+1}}{\partial r} - \frac{(1+\alpha)}{2\alpha-1} \tilde{\Psi}_0^{\frac{1}{\alpha}} \tilde{\Psi}_{n+1} \frac{\partial H^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}}{\partial r} \right] - \Lambda_v \frac{\partial}{\partial \tau} \tilde{\Psi}_{n+1} H^{1-\alpha} \right\} = \\ & = \frac{\partial}{\partial r} \left\{ \frac{1}{\alpha} \left[H^{\frac{2-\alpha}{\alpha}} \frac{\partial \tilde{\Psi}_0^{\frac{1}{\alpha}} \tilde{\Psi}_n}{\partial r} - \frac{(1+\alpha)}{2\alpha-1} \tilde{\Psi}_0^{\frac{1}{\alpha}} \tilde{\Psi}_n \frac{\partial H^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}}{\partial r} \right] - \left(\frac{H^{\frac{2-\alpha}{\alpha}}}{1+\alpha} \frac{\partial \tilde{\Psi}_n^{\frac{1+\alpha}{\alpha}}}{\partial r} - \frac{(1+\alpha)}{2\alpha-1} \tilde{\Psi}_n^{\frac{1+\alpha}{\alpha}} \frac{\partial H^{\frac{2\alpha-1}{\alpha}}}{\partial r} \right) \right\}, \quad (15) \end{aligned}$$

в котором введено обозначение $\tilde{\Psi} = \Psi^\alpha$.

Для построения дискретных уравнений использована идея балансных методов [10–12]. Для задач (10)–(13) получены трехточечные конечно-разностные уравнения, причем перекрестные члены уравнений (10) и (12) отнесены на предыдущий временной слой. Процедура решения аналогичной задачи уже была изложена нами в работах [5, 8] и здесь не приводится. В результате численного решения определяем избыточное давление в слое:

$$\Delta P(r, \theta, \tau) = P(r, \theta, \tau) - 1 = \left\langle \left\{ \Psi_0^{1+\alpha}(r, \tau) + e[U(r, \tau) \cos \theta - V(r, \tau) \sin \theta] \right\}^{\frac{1}{1+\alpha}} / H(r, \theta, \tau)^{\frac{1}{\alpha}} \right\rangle - 1, \quad (16)$$

где $H(r, \theta, \tau)$ – функция зазора с бегущей волной, определяемая выражением (1).

При соосном положении ограничивающих цилиндрических поверхностей зазора (концентричный зазор) безразмерное давление определяется более просто:

$$P(r, \tau) = \Psi_0 / H^{\frac{1}{\alpha}}, \quad (17)$$

а среднее за период бегущей волны избыточное давление равно

$$\Delta \bar{P}_c(r) = \int_0^1 (P(r, \tau) - 1) d\tau. \quad (18)$$

Для оценки нагнетательных свойств зазоров используем величину перепада среднего за период бегущей волны давления

$$\Delta \bar{P} = \Delta \bar{P}_c(0) - \Delta \bar{P}_c(\beta). \quad (19)$$

Проекция сил реакции двухфазного слоя на линию центров и линию ей перпендикулярную (см. рис. 1) вычисляем по формулам:

$$F_e = \mathcal{F}_e / (2\beta_0 RB) = \frac{1}{2\beta} \int_0^\beta \int_0^{2\pi} \Delta \bar{P}_c(r, \theta) \operatorname{Re}(\exp(j\omega t)) d\theta dr, \quad (20)$$

$$F_\gamma = \mathcal{F}_\gamma / (2\beta_0 RB) = \frac{1}{2\beta} \int_0^\beta \int_0^{2\pi} \Delta \bar{P}_c(r, \theta) \operatorname{Im}(\exp(j\omega t)) d\theta dr, \quad (21)$$

Соответствующие жесткости слоя равны:

$$C_e = F_e / e, \quad C_\gamma = F_\gamma / \gamma, \quad \gamma = \operatorname{arctg}(F_\gamma / F_e), \quad (22)$$

где e – эксцентриситет, γ – угол положения (см. рис. 1).

Расчет и конструирование

Результаты расчетов. В работе [8] автором рассмотрены нагнетательные свойства газовых слоев ($\alpha = 1$) с бегущей волной. Показано, что зависимости среднего по времени перепада давлений имеют выраженный нелинейный характер, при этом максимум нагнетаемых давлений наблюдается в диапазоне малых значений частотного параметра (рис. 2). В отличие от зазоров, заполненных несжимаемой жидкостью [6, 7], где в условиях неразрывности среды происходит непрерывный рост давлений при увеличении Λ_ω , для сжимаемой среды при больших Λ_ω нагнетание среды не происходит. Увеличение параметра Λ_ω соответствует увеличению скорости бегущей волны, при этом пропорционально скорости возрастают силы вязкого трения, препятствующие течению среды, и при достаточно больших Λ_ω течение будет отсутствовать, а действие бегущей волны сведется к обычному сдавливанию сжимаемого слоя с частотой волны [2]. Очевидно, что такой характер поведения нагнетаемых давлений должен существенно влиять на несущую способность и жесткость слоя, поэтому рассмотрим процессы в сжимаемом слое жидкости при эксцентричной форме зазора, определяющей кинематику нагружения тонкого слоя смазки.

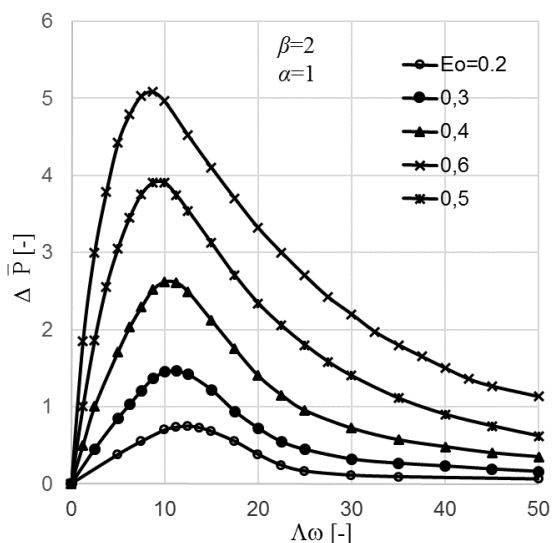


Рис. 2. Перепад средних по времени давлений в газовом слое с бегущей волной

Были рассчитаны зависимости жесткости сжимаемого слоя от параметра сдавливания Λ_ω (без учета вращения цилиндров $\Lambda = 0$), представленные на рис. 3. В диапазоне значений $\Lambda_\omega = 5...20$ ранее были получены значительные увеличения средних по времени давлений (рис. 2), однако это, как оказалось, не привело к увеличению интегральных характеристик слоя. Более того, данные зависимости жесткости совпадают с соответствующими зависимостями для обычного цилиндрического вибронесущего слоя с равномерными по площади колебаниями [1, 2] (отметим только, что кривые выходят в зону асимптотического поведения при значениях Λ_ω , в 2...3 раза превышающих значения Λ_ω для обычного слоя).

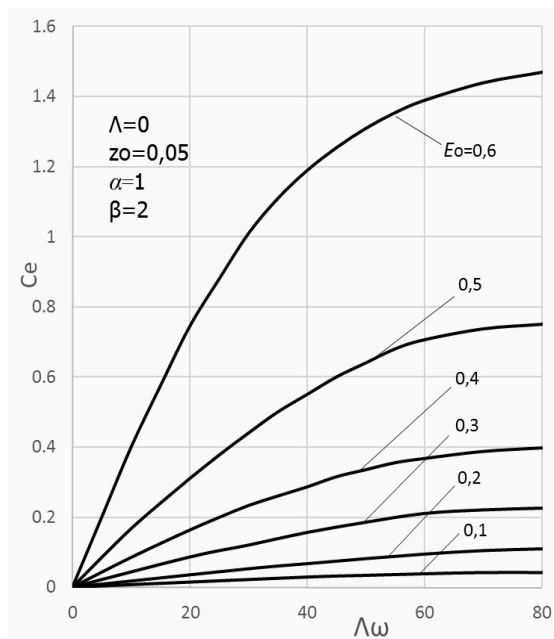


Рис. 3. Жесткость слоя с бегущей волной

Таким образом, увеличение давлений для полноохватных слоев, в отличие от неполноохватных, например, плоского кругового слоя, не приводит к увеличению интегральных характеристик. Вращение поверхностей приводит к существенному изменению поведения интегральных характеристик. На рис. 4а представлено распределение давлений вдоль оси при разных значениях угловой координаты. Видим, что распределение давлений без вращения поверхностей ($\Lambda_\omega = 20, \Lambda = 0$) и с вращением ($\Lambda_\omega = 20, \Lambda = 10$) значительно отличаются, при этом максимальный перепад давлений по угловой координате наблюдается на периферии слоя без вращения поверхностей и в плоскости симметрии – при вращении. Вращение в четыре раза увеличивает угловой перепад давлений и, следовательно, повышает несущую способность и жесткость слоя.

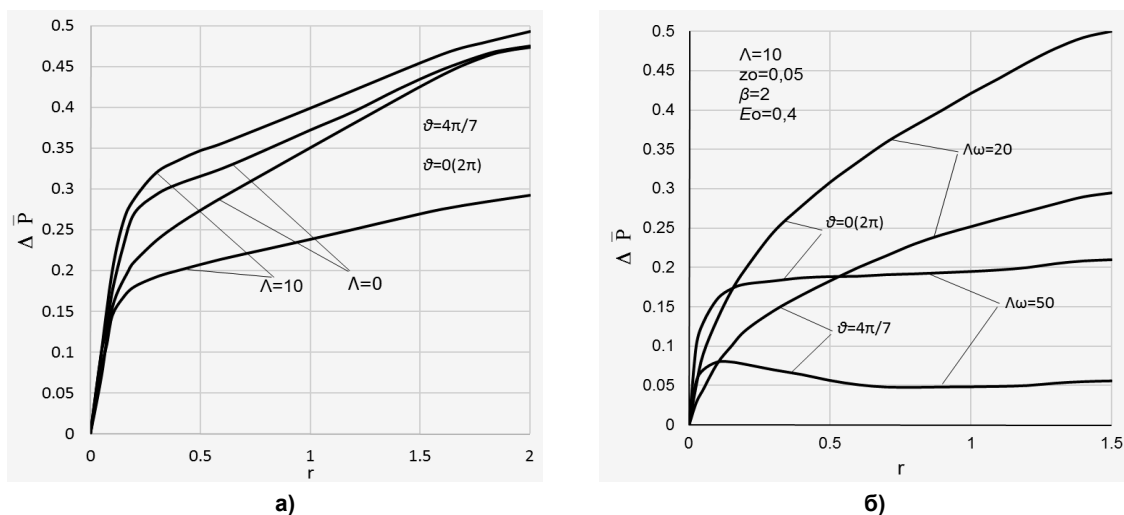


Рис. 4. Распределение средних по времени избыточных давлений в газовом слое с бегущей волной при вращении ограничивающих слой поверхностей: а – влияние вращения; б – влияние частоты волны

Влияние скорости движения бегущей волны (параметр Λ_ω) при вращении поверхностей зазора ($\Lambda = 10$) можно проследить на рис. 4б. Очевидно, что для $\Lambda_\omega = 20$ величина перепада давлений по угловой координате несколько больше, чем для $\Lambda_\omega = 50$ и, кроме того, значительно больше сами величины нагнетаемых давлений, что можно объяснить близостью к экстремальным значениям давления при $\Lambda_\omega \approx 10$ (см. рис. 2).

Интегральные характеристики слоя представлены на рис. 5. На рис. 5а представлены зависимости проекций жесткости на линию центров C_e и линию ей перпендикулярную C_γ в зависимости от безразмерной длины слоя β в диапазоне значений $\beta = 0,5...2$. Как видим, в рассматриваемом диапазоне значений β наблюдается увеличение проекции жесткости на линию центров и незначительное уменьшение C_γ . Аналогичные зависимости наблюдаются и для обычных вибронесущих слоев, однако крутизна представленных кривых существенно выше, что можно объяснить влиянием увеличения давлений в зазоре.

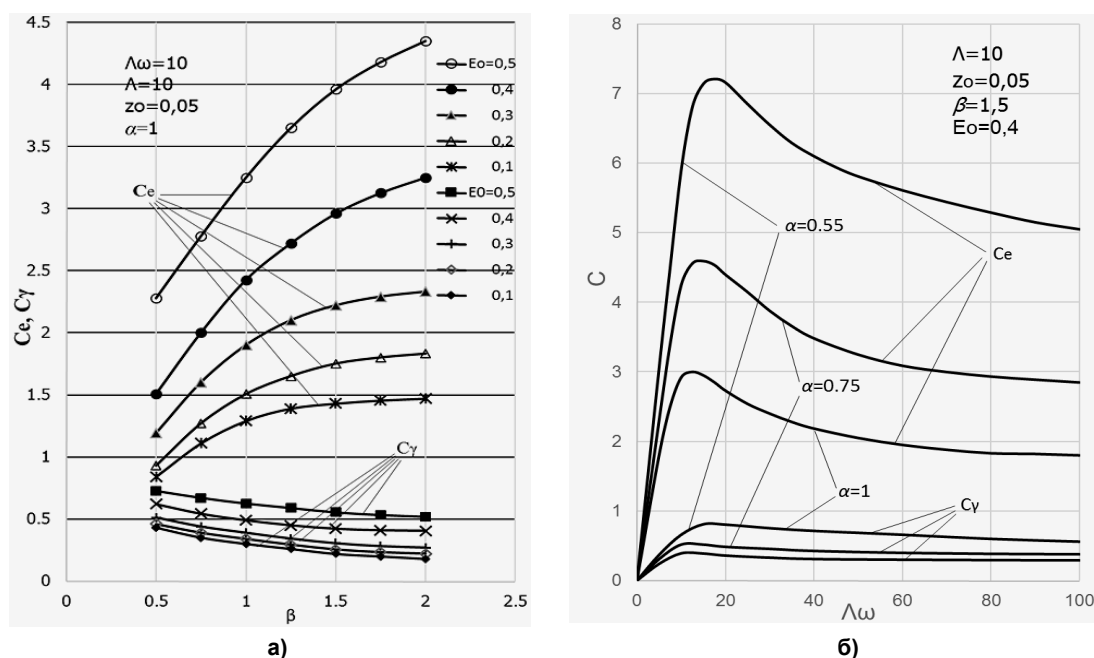


Рис. 5. Жесткость цилиндрического сжимаемого слоя с бегущей волной в зависимости: а – от длины зазора; б – от частоты волны

Расчет и конструирование

Еще большее увеличение интегральных характеристик происходит с уменьшением параметра газосодержания α . На рис 5б представлены зависимости жесткости C_e и C_γ , которые показывают, что максимум той и другой жесткости наблюдается в том же диапазоне Λ_ω , где существуют максимальные значения перепада давлений. Очевидно, что участие вибронесущего эффекта здесь минимально, а основную роль играет сочетание высоких давлений, нагнетаемых встречно направленными бегущими волнами, и газодинамического эффекта со значением параметра сдвливания $\Lambda = 10$ [13]. Наиболее впечатляющим является влияние параметра газосодержания α , уменьшение которого приводит к теоретически бесконечным значениям жесткости слоя и столь же бесконечным уровням потребления энергии, затрачиваемой на сдвливание слоя. В данном рассмотрении используется кинематическое возбуждение слоя, поэтому энергетические аспекты остаются за пределами рассмотрения, хотя они и очевидны.

Заключение. Жесткость цилиндрического сжимаемого смазочного слоя, включающего симметричные встречно направленные бегущие волны, в различных условиях функционирования имеет значительные особенности.

- Действие бегущих волн в слое определяет появление радиальной и угловой жесткости, которые не имеет особенностей как в диапазоне частот бегущей волны, в котором наблюдается максимум нагнетаемого давления, так и за ним, при этом зависимости жесткостей повторяют аналогичные зависимости обычного цилиндрического вибронесущего слоя с равномерным вибрационным сдвливанием сжимаемой смазки. Графические зависимости жесткости от частоты выходят в зону так называемого «асимптотического» поведения [1] при значениях частоты движения бегущей волны, более чем в 2 раза превышающих аналогичные значения частоты нормальных зазору колебаний вибронесущего слоя с равномерным сдвливанием. Отсюда следует, что действие бегущей волны в циклических сжимаемых слоях смазки аналогично действию нормальных зазору равномерных колебаний и при достаточно больших частотах, когда движение смазки уже отсутствует (слой заперт), происходит обычное периодическое сдвливание слоя при разных угловых сдвигах по пространственной и временной координате.

- Добавочное вращение ограничивающих слой поверхностей с достаточно большой угловой скоростью приводит к появлению развитого эффекта «клина» [2], который в комбинации с эффектом нагнетания смазки от действия бегущей волны приводит к появлению комбинационных мультипликативных эффектов. В частности, в диапазоне частот бегущей волны, в котором наблюдается максимум нагнетаемого давления, происходит существенное увеличение жесткостей, определяемых эффектом клина: для газового смазочного слоя радиальная жесткость почти в два раза превышает жесткость без дополнительного нагнетания газа, а при больших частотах движения бегущей волны, т. е. в зоне асимптотического поведения слоя, полученные расчетные значения жесткости также являются комбинационными (взаимодействуют эффекты сдвливания и клина) и численно совпадают со значениями полученными, например, в работах [2, 13].

- Сочетание участков зазора с бегущей волной и участков развитого эффекта сдвливания смазочного слоя с равномерными нормальными зазору колебаниями также приводит к появлению комбинационных эффектов и, в частности, для обозначенного выше типового цилиндрического сопряжения, имеющего дополнительный участок сдвливания газового слоя в центре симметрии этого сопряжения, на частотах движения бегущей волны, определяющих максимальные значения давлений, радиальная жесткость тоже почти в два раза превышает аналогичные значения этого же участка смазочного слоя с обычным равномерным сдвливанием. Это значение соотносится с результатом на основе эффекта клина и подчеркивает тот факт, что эффект сдвливания является, по сути, его разновидностью.

- Влияние сжимаемости смазки проявляется в том, что с уменьшением доли газа, а значит и параметра газосодержания α , величины нагнетаемых давлений [8] и жесткости слоя возрастают и, например, при $\alpha = 1/4$ они уже более чем на порядок превышают аналогичные значения газовых слоев смазки. Дальнейшее исследование характеристик сжимаемого слоя смазки с величиной $\alpha < 1/4$ на предложенной математической модели связано со значительными вычислительными трудностями и лучше перейти на модель несжимаемой смазки с учетом проявлений сжимаемости [14–19], при этом надо учесть, что для несжимаемой смазки эффект сдвливания слоя не существует или, если использовать энергетическую трактовку, для его реализации требуется источник питания бесконечно большой мощности.

Действие зазоров с бегущей волной в устройствах триботехнического типа сводится в основном к эффекту нагнетания среды в смазочный слой, и пьезоактивный привод можно было бы в некоторых реализациях с успехом заменить на внешнее нагнетательное устройство подобно гидростатическим опорам. Однако при таком подходе получаем устройство другого класса, так как полностью теряется основное преимущество вибронесущих опор – автономность и компактность.

Область применения устройств на их основе к настоящему времени является достаточно узкой, так как они не могут конкурировать с обычными гидродинамическими и даже газодинамическими подшипниками из-за сложностей и особенностей реализации резонансных вибропреобразователей, требующих электронной системы питания. Эта проблема в радиотехнике и электротехнике давно решена созданием различного типа устройств с автоматической подстройкой частоты (АПЧ) на заданный сдвиг фаз нагрузки, максимум потребляемой мощности и т. д. Здесь же требуется разработка специализированных многоканальных импульсных усилителей мощности, согласующих фильтров, устройств АПЧ. Самодельные устройства в промышленных применениях эту проблему закрыть не могут.

Модульный принцип должен быть заложен и при изготовлении различных частей зазоров опорных узлов и изобретение автора (а.с. № 1225310 А, F 16 С 17/02, 1984) дает все основания для этого. В нем реализована конструкция вибропреобразователя цилиндрического типа, состоящего из пакета виброизолированных друг от друга пьезоактивных преобразователей кольцевой формы. Подключение набора таких преобразователей к многофазному генератору-усилителю (не будем здесь обсуждать его особенности) на одной из собственных частот радиальных колебаний кольцевых преобразователей [8] позволяет реализовать в зазоре бегущие волны, а подключение другой части пакета к однофазному генератору опять же на одной из радиальных форм колебаний с достаточно высокой собственной частотой обеспечит равномерное сдавливание слоя сжимаемой смазки и развитый вибронесущий эффект. Эти зоны можно комбинировать между собой, получая тем самым желаемые виброреологические характеристики [20] подвеса или подшипника.

Другой важной составляющей этой проблемы является задача создания сжимаемой смазочной среды. Подобно создаваемым современным материалам нужно создавать и жидкости с заданными свойствами и, в частности, с заданной сжимаемостью. Тогда при достаточно большой мощности источника питания можно, как было показано выше, многократно увеличить основные интегральные характеристики опорных узлов. Альтернатива решения этой задачи в виде дополнительного газирования или создания в слое развитого поля ультразвуковой кавитации не дает стабильных параметров среды и является, по сути, случайной, что лишает, на наш взгляд, это направление перспектив.

Литература

1. Pan, C. N. T. *An Asymptotic Analysis of Gaseous Squeeze-Film Bearing* / C. N. T. Pan // *Journal of Lubrication Technology: Trans. ASME; Ser. F.* – 1967. – Vol. 89, No. 3. – P. 245–253.
2. Constantinescu, V.N. *Gas Lubrication* // *The American Society of Mechanical Engineers.* – New York, 1969. – 709 p.
3. Пат. 2121612 РФ, МКИ В 05 В 17/04. *Ультразвуковой газовый компрессор и ороситель на его основе* / С.Г. Некрасов и др.; заявитель и патентообладатель Юж.-Урал. гос. ун-т. – № 93032626/06; заявл. 05.04.1998, опубл. 10.11.98, Бюл. 31. – 9 с.
4. Некрасов, С.Г. *Нетрадиционные задачи теории тонкого слоя сжимаемой жидкости с вибрацией* / С.Г. Некрасов, А.С. Филимонов, Н.А. Пашина // *XXVI Российская школа по проблемам науки и технологий.* – Екатеринбург, 2006. – С. 86–88.
5. Nekrasov, S.G. *The profiling effect on the characteristics of gas flow in fine vibrating clearances* / S.G. Nekrasov, N.A. Pashnina // *Journal of Friction and Wear.* – 2010. – Vol. 31, no. 3. – P. 171–179.
6. Модерау, П.В. *Эффект увеличения среды в зазорах с бегущей волной* / П.В. Модерау // *Труды Всесоюзной конференции по газовым подшипникам турбомашин.* – 1975. – С. 15–19.
7. Nekrasov, S.G. *To the Projection of a Peristaltic Slit Pump* / S.G. Nekrasov // *Procedia Engineering.* – 2016. – Vol. 150. – P. 506–513.
8. Nekrasov, S.G. *Hydrodynamic Seal on the Basis of a Cylindrical Layer of the Compressible Fluid with a Running Wave* / S.G. Nekrasov // *Procedia Engineering.* – 2016. – Vol. 150. – P. 514–519.

9. Канторович, Л.В. Функциональный анализ / Л.В. Канторович, Г.П. Акилов. – М.: Наука, 1977. – 741 с.
10. Самарский, А.А. Теория разностных схем / А.А. Самарский. – М.: Наука, 1983. – 616 с.
11. Самарский, А.А. Разностные методы решения задач газовой динамики / А.А. Самарский, Ю.П. Попов. – М.: Наука, 1978. – 589 с.
12. Самарский, А.А. Методы решения сеточных уравнений / А.А. Самарский, Е.С. Николаев. – М.: Наука, 1977. – 537 с.
13. Прецизионные газовые подшипники / И.Е. Сипенков, А.Ю. Филиппов, Ю.Я. Болдырев и др.; под ред. А.Ю. Филиппова и И.Е. Сипенкова. – СПб.: ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор», 2007. – 504 с.
14. Zadorozhnaya, E. Study of HTHS Viscosity of Modern Motor Oils / E. Zadorozhnaya, I. Levanov, et al. // *Procedia Engineering*, 2016. – Vol. 150. – P. 602–606.
15. Mukhortov, I.V. The Influence of Anti-Wear Additives on the Bearings Hydro-Mechanical Characteristics / I.V. Mukhortov, K.A. Pochkaylo, et al. // *Procedia Engineering*. – 2016. – Vol. 150. – P. 607–611.
16. Zadorozhnaya, E.A. Solving a thermohydrodynamic lubrication problem for complex-loaded sliding bearings with allowance for rheological behavior of lubricating fluid / E.A. Zadorozhnaya // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. – 2015. – Vol. 44. – Iss. 1. – P. 46–56.
17. Levanov, I.G. Methods of assessing the resource of the crankshaft bearing of internal combustion engine based on the calculation of hydro-mechanical characteristics / I.G. Levanov, A.L. Dudnikov, et al. // *Tribology in Industry*. – 2015. – Vol. 37. – Iss. 3. – P. 360–365.
18. Mukhortov, I. The influence of poly-molecular adsorption on the rheological behaviour of lubricating oil in a thin layer / I. Mukhortov, K. Pochkaylo, et al. // *FME Transactions*. – 2015. – Vol. 43. – Iss. 3. – P. 218–222.
19. Rozhdestvensky, Y. A simulation of the thermal state of heavily loaded tribo-units and its evaluation / Y. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya // *Bulletin of the South Ural State University, Series: Mathematical Modelling, Programming and Computer Software*. – 2014. – Vol. 7. – Iss. 4. – P. 51–64.
20. Блехман, И.И. О «вибрационной механике» и вибрационной технике / И.И. Блехман. – М.: Наука, 1988. – 208 с.

Некрасов Сергей Геннадьевич, доктор технических наук, профессор кафедры информационно-измерительной техники, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, nekrasovsg@susu.ru, nseg@mail.ru.

Поступила в редакцию 4 декабря 2017 г.

DOI: 10.14529/engin170405

IMPROVEMENT OF LOAD CHARACTERISTICS OF A RADIAL BEARING WITH THE COMPRESSED LUBRICANT LAYER

S.G. Nekrasov, nekrasovsg@susu.ru, nseg@mail.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

In article the task about improvement of tribological characteristics of lubricating liquid and gas layers of various frictional units due to forcing of the environment in a layer by peristaltic action of opposite directional traveling waves of fluctuations is considered. The model of a current of liquid in a gap with waveforming surfaces in the presence in it liquid with various size of content of gas and, including, pure gas and incompressible liquid is considered. As the main object of a research the cylindrical layer is chosen. In this case it is possible to study separately a rigidity and delivery characteristics of a standard selfcontained layer.

By drawing up mathematical model the main assumptions of the theory of hydrodynamic lubricant are accepted, at the same time temperature effect and accounting of compressibility of

lubricant is carried out by introduction to model of defining temperature and padding parameter of gas content.

It is shown that action of traveling waves in a layer defines emergence of a radial and angular rigidity which repeat similar dependences of the routine cylindrical vibrobearing layer with the uniform vibration squeezing of the compressed lubricant. Additive rotation of the surfaces, limiting a layer, with rather high angular velocity leads to emergence of developed hydrodynamic effect, which in a combination with forcing of lubricant from action of a traveling wave leads to emergence of combinational multiplicative effects. In particular, in a frequency range of a traveling wave in which the maximum of the forced pressure is observed there is an essential increase in a rigidity and bearing capacity of a lubricating layer. The similar multiplicative effect arises from a combination of effect of forcing of lubricant and vibration squeezing of a layer, et al.

Keywords: layer, gap, Reynolds's equation, density, pressure, model, lubricant, Newton's method, running wave.

References

1. Pan C.N.T. An Asymptotic Analysis of Gaseous Squeeze-Film Bearing. *Journal of Lubrication Technology: Trans. ASME; Ser. F.*, 1967, vol. 89, no. 3, pp. 245–253.
2. Constantinescu V.N. “Gas Lubrication”. The American Society of Mechanical Engineers. New York, 1969. 709 p.
3. Nekrasov S. G., et al. *Ultrazvukovoy gazoviy compressor i orositel na ego osnove* [The Ultrasonic Gas Compressor and the Sprinkler on Its Basis]. Patent RF no. 2121612; decl. 05.04.1998; publ. 10.11.1998, Bul. no. 31, 9 p.
4. Nekrasov S. G., Filimonov A.S., Pashnina N. A. [Nonconventional Tasks of the Theory of a Thin Layer of the Compressed Liquid with Vibration]. *XXVI Russian school on problems of science and technologies*. Yekaterinburg, 2006, pp. 86–88. (in Russ.).
5. Nekrasov S.G., Pashnina N.A. The Profiling Effect on the Characteristics of Gas Flow in Fine Vibrating Clearances. *Journal of Friction and Wear*, vol. 31, no. 3, 2010, pp. 171–179.
6. Moderau P.W. [The Effect of Increased Environment in the Gaps with a Running Wave]. *Trudy vsesoyuznoi konferentsii po gazovym podchipnicam turbomachine* [Tr. All-Union Conference on Gas Bearings of Turbomachines]. Kazan, 1975, pp. 15–19. (in Russ.)
7. Nekrasov S.G. To the Projection of a Peristaltic Slit Pump. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 506–513.
8. Nekrasov S.G. Hydrodynamic Seal on the Basis of a Cylindrical Layer of the Compressible Fluid with a Running Wave. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 514–519.
9. Kantorovich L.V., Akilov G.P. *Funktsional'nyy analiz* [Functional Analysis]. Moscow, Science, 1977. 741 p.
10. Samarsky A. A. *Teoria raznostnykh shem* [Theory of differential schemes]. Moscow, Science, 1983. 616 p.
11. Samarsky A.A., Popov Yu.P. *Raznostnye metody resheniya zadach gazovoy dinamiki* [Differential Methods of the Solution of Tasks of Gas Dynamics]. Moscow, Science, 1978. 589 p.
12. Samarsky A.A., Nikolaev E.S. *Metody resheniya setochnykh uravneniy* [Methods of the Solution of the Net Equations]. Moscow, Science, 1977. 537 p.
13. Spenkov I.E., Filippov A.Yu., Boldyrev YuYa., et al. *Precisionnye gasovye podshipniki* [Precision Gas Bearings]. St. Petersburg, Russian Federation Central Research Institute “Elektropribor”, 2007. 504 p.
14. Zadorozhnaya E., Levanov I., et al. Study of HTHS Viscosity of Modern Motor Oils. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 602–606.
15. Mukhortov I.V., Pochkaylo K.A., et al. The Influence of Anti-Wear Additives on the Bearings Hydro-Mechanical Characteristics. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 607–611.
16. Zadorozhnaya E.A. Solving a Thermohydrodynamic Lubrication Problem for Complex-Loaded Sliding Bearings with Allowance for Rheological Behavior of Lubricating Fluid. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2015, vol. 44, iss. 1, pp. 46–56.
17. Levanov I.G., Dudnikov A.L., et al. Methods of Assessing the Resource of the Crankshaft Bearing of Internal Combustion Engine Based on the Calculation of Hydro-Mechanical Characteristics. *Tribology in Industry*, 2015, vol. 37, iss. 3, pp. 360–365.

Расчет и конструирование

18. Mukhortov I., Pochkaylo K., et al. The Influence of Poly-Molecular Adsorption on the Rheological Behaviour of Lubricating Oil in a Thin Layer. *FME Transactions*, 2015, vol. 43, iss. 3, pp. 218–222.
19. Rozhdestvensky Y., Zadorozhnaya E. A Simulation of the Thermal State of Heavily Loaded Tribo-Units and Its Evaluation. *Bulletin of the South Ural State University, Series: Mathematical Modelling, Programming and Computer Software*, 2014, vol. 7, iss. 4, pp. 51–64.
20. Blekhman I.I. О “vibracionnoy mechanice” i vibrationnoy technike [About “Vibration Mechanics” and the Vibration Technician]. Moscow, Science, 1988. 208 p.

Received 4 December 2017

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Некрасов, С.Г. Улучшение нагрузочных характеристик радиальной опоры со сжимаемым смазочным слоем / С.Г. Некрасов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2017. – Т. 17, № 4. – С. 48–58. DOI: 10.14529/engin170405

FOR CITATION

Nekrasov S.G. Improvement of Load Characteristics of a Radial Bearing with the Compressed Lubricant Layer. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2017, vol. 17, no. 4, pp. 48–58. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin170405
