

ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.822.1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПРУГОГО ПОДВЕСА ДЛЯ ВКЛАДЫШЕЙ МАЛОРАСХОДНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Паровой Е.Ф.

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева
(национальный исследовательский университет),
СГАУ, Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия
e-mail: selenapa@mail.ru*

Работа посвящена созданию рабочей методики проектирования упругого подвеса вкладышей сегментного подшипника скольжения, работающего в условиях масляного голодания. В статье приведены разработанные математические модели поведения системы «рабочий зазор — вкладыш — упругий подвес», созданные с целью определения характеристик материала упругого подвеса вкладышей, обеспечивающих оптимальный режим работы подшипника. Разработанный математический аппарат основывается на модели В.Н. Бузицкого и А.А. Тройникова для материала металлорезина и учитывает конструктивные и эксплуатационные особенности подшипника. На основе результатов программных CFD-расчётов характеристик течения смазки (ANSYS CFX) с помощью разработанных математических моделей определены потребные характеристики МР, а также параметры поведения слоя МР при нагружении силами давления в рабочем зазоре (ANSYS).

Ключевые слова: вкладыш, деформация, диаметр проволоки, математическая модель, металлорезина, нагрузка, рабочие характеристики.

Введение

Эффективность создания опорных узлов современных турбомашин, в том числе опор скольжения, во многом зависит от методов их проектирования. Однако годами отработанные традиционные методики и расчётные модели могут оказаться неприменимыми для подшипников скольжения принципиально новых конструкций, таких, как малорасходные сегментные подшипники скольжения с упругим подвесом вкладышей. Такие подшипники способны работать на высоких частотах вращения, обладают повышенными ресурсом, экономичнос-

тью (по энергетическим потерям на трение и по расходу масла через подшипник) и обеспечивают динамическую устойчивость роторов газотурбинных двигателей (ГТД) и наземных газотурбинных приводов. Исходя из высоких эксплуатационных характеристик и разнообразных функциональных свойств применение проектируемых подшипников оказывается предпочтительным в самых различных областях, где в настоящее время применяются традиционные подшипники скольжения или подшипники качения с жидкостной смазкой. Конструкция подшипника представлена на рис. 1, где l — под-

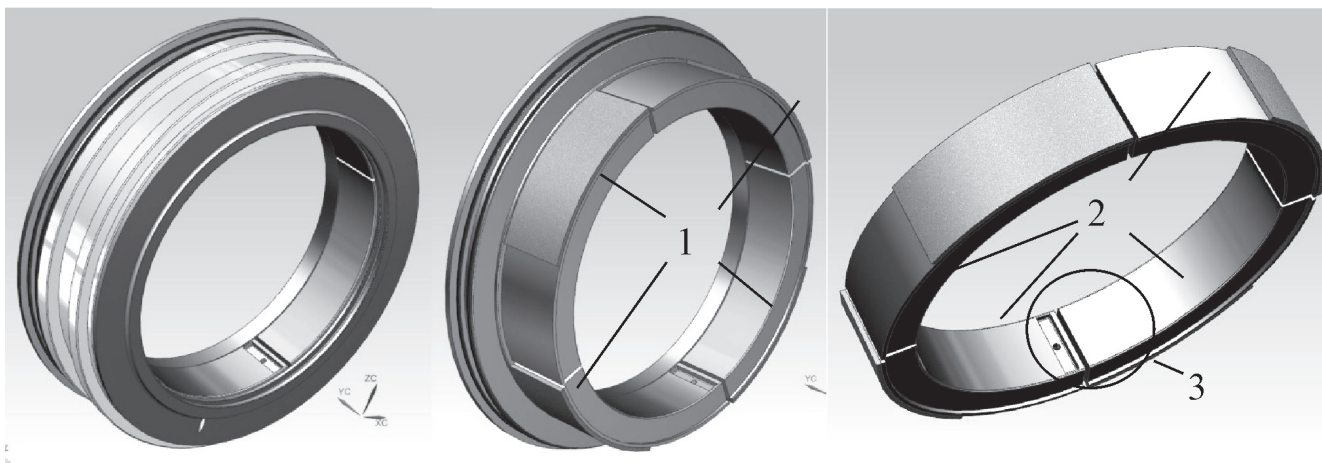


Рис. 1. Сегментный подшипник с упругим подвесом вкладышей на металлорезине

вкладышный слой металлорезины (МР), выступающий в роли упругого подвеса для силового замыкания рабочего зазора (принудительное нагружение всех вкладышей подшипника предотвращает возникновение «колодочного флаттера»); 2 — вкладыши подшипника, расточенные в радиус вала. (Эта особенность обеспечивает практически мгновенный «выход на клин», исключая режим граничного трения и тем самым повышая ресурсные характеристики подшипника.) Работа подшипника осуществляется в режиме гидродинамической смазки. Смазка (масло, вода) подводится в область рабочего зазора через маслораздаточную канавку 3, после чего приводится в движение поверхностью вращающегося вала. За счёт поля отрицательных давлений, возникающих на передней кромке рабочего вкладыша, смазка «самозакачивается» в рабочий зазор.

Минимальный рабочий зазор составляет от 5 мкм (для синтетических масел), потребный расход смазки — порядка 0,2 л/мин. Работоспособность подшипника при столь низких расходах подтверждена испытаниями. Работа подшипников скольжения сильно зависит от снабжения маслом, но выход из строя малорасходного подшипника скольжения не приводит к его разрушению (как в случае с подшипниками качения), так как не происходит достаточно заметной расцентровки ротора.

При проектировании перспективных сегментных подшипников скольжения одним из важнейших этапов расчётных работ является этап определения и оптимизации характеристик упругодемпферного подвеса вкладышей.

К настоящему времени накоплен значительный аналитическо-экспериментальный материал и практический опыт по моделированию работы материала МР. Однако для эффективного расчёта описан-

ной системы необходимо создание конечно-элементной модели материала МР, что представляет некоторые сложности ввиду того, что разработка даже самых простых физических моделей деформирования материала МР требует проведения экспериментальных работ и появления в расчётных зависимостях экспериментальных формул, направленных, в первую очередь, на достижение адекватности создаваемых моделей. Для решения поставленных задач можно воспользоваться работами [1, 2].

В статье описаны разработанные подходы проектирования и математические модели описания поведения системы «рабочий зазор — вкладыш — упругий подвес», созданные с целью определения характеристик материала упругого подвеса, обеспечивающих оптимальный режим работы подшипника.

Механизм действия и особенности моделирования упругого подвеса вкладышей

Гидродинамический подшипник с расточкой вкладышей в радиус вала способен воспринимать высокие нагрузки и устойчиво работать на больших частотах вращения ротора. Сотрудниками отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий» — ОНИЛ-1 СГАУ был предложен вариант конструкции гидродинамического сегментного подшипника с упругим подвесом вкладышей из пористого материала металлорезина. Материал упругого подвеса позволяет поворачиваться вкладышам в радиальном направлении во время работы подшипника и занимать оптимальное рабочее положение. Слой материала МР сминается под действием нагрузки, возникающей в подшипнике, обеспечивая поворот вкладышей [3]. Материал упругого подвеса позволяет вкладышам поворачиваться в радиальном направлении во время работы под-

шипника и занимать оптимальное рабочее положение. При раскрутке вала начинает реализовываться характерный вид эпюры давлений (рис. 2, рабочее положение), обусловленный течением смазки по сужающемуся зазору, возникшая сила давит на вкладыш подшипника, от возникающих в зазоре нагрузок материал упругого подвеса деформируется, вызывая поворот вкладыша на угол δ_B .

На рис. 2 показана схема формирования моментов сил, возникающих в подшипнике с упругим подвесом вкладышей. Для определения деформационных характеристик вкладыша и материала упругого подвеса требуется математическое отыскание точки приложения равнодействующей сил, возникающих в системе.

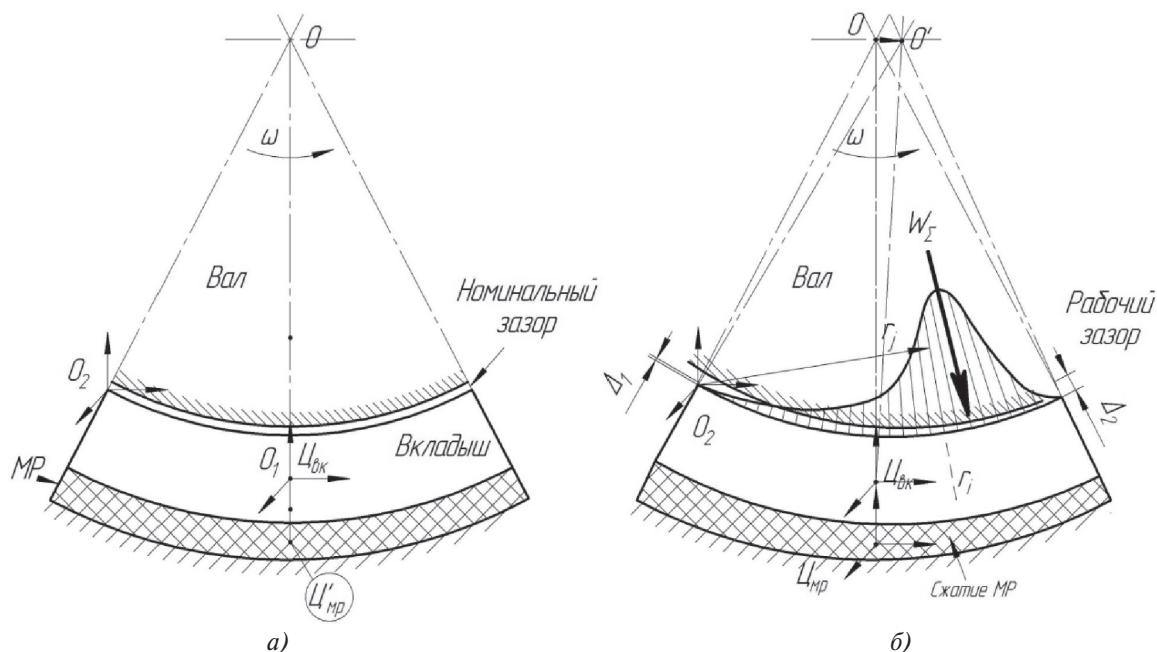


Рис. 2. Формирование момента и силы давления в рабочем зазоре подшипника: а — исходное положение; б — рабочее положение

Накопленный аналитико-экспериментальный материал и практический опыт по моделированию материала МР включает моделирование поведения при различных видах нагружения: сжатие — растяжение, изгиб, сдвиг, кручение и сложное пространственное нагружение. Ввиду анизотропности материала и его сложной структуры наиболее рациональным оказывается экспериментально-теоретический путь исследования упругогистерезисных и прочностных характеристик, основанный на анализе решений для упрощенных рассмотренных выше моделей изучаемых сложных систем конструкционного демпфирования и обобщении экспериментальных данных [2, 4].

Анализ прочности колодки и определение характеристики подвеса осуществляется исходя из значения рабочей нагрузки на подшипник (веса ротора), удельных рабочих нагрузок на вкладыши подшипника, требуемого ресурса упругого подвеса вкладышей, температурного режима, требуемых демпфирующих свойств и свойств (характеристик) демпфирующего материала, работающего на сжатие в координатах $\sigma - \epsilon$, где $\sigma = N / (ab)$ — напряжения сжатия на элемент демпфера в радиальном направлении; $\epsilon = \Delta H / H$ — радиальная (нормальная) деформация элемента; H — первоначальная толщина демпфера в радиальном направлении в ненагруженном состоянии; a, b — размеры поперечного сечения элемента.

Определение точки приложения равнодействующей сил системы «рабочий зазор — вкладыш — упругий подвес»

Алгоритм нахождения координаты точки приложения равнодействующей сил давления в МР представлен на рис. 3. Определение значений оптимальных нагрузок в системе производится по результатам программного расчёта характеристик течения смазки (ANSYS CFX) в виде эпюры распределения полного давления по длине рабочего зазора. Условием баланса системы является тождественность нагрузки N и силы реакции МР $P_{\text{мр}}$:

$$N = -P_{\text{мр}}. \quad (1)$$

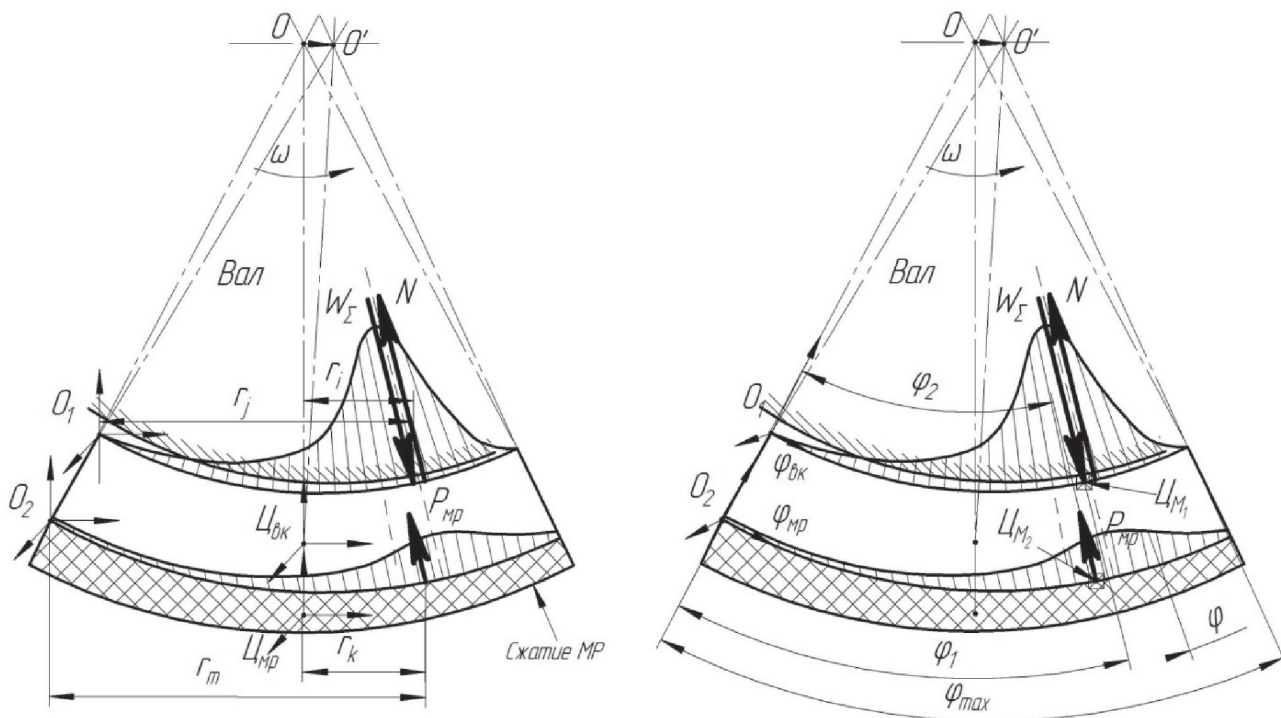


Рис. 3. Формирование момента и силы давления в рабочем зазоре подшипника

Таким образом, следует математически описать положение равнодействующей сил реакций, возникающих в упругом подвесе P_{MP} , которая пропорциональна значению прикладываемой нагрузки, заданной в виде её распределения P_i .

Нагрузка P вызывает давление Q в материале МР, которое выражается через удельное давление q .

Для отыскания точки приложения равнодействующей всех сил совместно решаются уравнения, описывающие силы, возникающие в системе, и выведенные уравнения равенств моментов для сил давления рабочей среды и сил реакции МР:

$$P_{MP} = \int_0^{\psi} q_m \cdot F_m \cos \psi \cdot d\psi; \quad (2)$$

$$q_m = \frac{Q}{F_{MP}}; \quad (3)$$

$$N = -W_{\Sigma} = \int_0^{\varphi} p_i \cdot r_i \cdot d\varphi \cdot b; \quad (4)$$

$$\int_0^{\varphi_1} p_i r_i \cos \varphi d\varphi b (\varphi_1 - \varphi) = \int_{\varphi}^{\varphi_{max}} p_i r_i \cos \varphi d\varphi b (\varphi - \varphi_1); \quad (5)$$

$$\int_0^{\varphi_1} q_k F_k \cos \varphi d\varphi (\varphi_1 - \varphi) = \int_{\varphi}^{\varphi_{max}} q_k F_k \cos \varphi d\varphi (\varphi - \varphi_1). \quad (6)$$

Здесь φ_1, φ_2 — искомые угловые координаты точки приложения равнодействующих сил; ψ — угловая координата рассматриваемого участка; W_{Σ} — суммарная (проинтегрированная) сила давления на вкладыш; b — ширина вкладыша; p_i — давление на i -й участок вкладыша; r_i, r_j — радиусы точки приложения силы давления ($CO1, CO2$); $F_{i(m)}$ — площадь одного участка для интегрирования; $q_{i(m)}$ — удельное давление на вкладыш,

$$q_m = \frac{\bar{A} \cdot E \cdot \left(\frac{h_m + \beta P_m}{H_{BK}} \right)}{1 + a \left(\frac{h_m + \beta P_m}{H_{BK}} \right)}, \quad (7)$$

где β — удельная податливость упругой поверхности; E — модуль упругости проволоки; \bar{A}, a — безразмерные параметры деформационной характеристики.

При совместном решении (3)—(6) с учётом (7) находятся φ_1, φ_2 — искомые угловые координаты точки приложения равнодействующих сил. Приравнованием найденных φ_1, φ_2 , выраженных через силы N и P_{MP} соответственно, находятся оптимальные значения нагрузок.

Разработанная математическая модель содержит подэтап расчёта упругодемпферных характеристик

МР, полученные зависимости могут быть использованы для оптимизации геометрии вкладышей и определения характеристик МР (диаметра проволоки и пр.)

Математическая модель определения оптимальных характеристик материала МР для упругого подвеса вкладышей подшипника

Результаты программного гидродинамического расчёта характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника(ANSYS CFX), а именно распределение давления по рабочему зазору [5, 6], также являются входными данными для определения параметров материала упругого подвеса — диаметра проволоки, плотности материала МР, материала проволоки, воспринимаемой нагрузки и пр. Оптимизация этих параметров является условием безотказной работы подшипника, ввиду его малорасходности, наличия сверхзубого рабочего зазора (от 1—5 мкм) и механизма поворота вкладышей на упругом подвесе. Разработанная методика строится на модели В.Н. Бузицкого и А.А. Тройникова для материала МР [7].

Зависимость деформации вкладыша из металло-резины $a_{\text{п}}$ и нагрузки на вкладыш $T_{\text{п}}$ от исходных параметров МР определяется из выражений, полученных согласно теореме Букингема на основе метода Рэлея:

$$a_{\text{п}} = K_1 \bar{\sigma}_{\text{Тн}} H_c (1,1 + 0,2\bar{\Delta}_0 - 0,9\bar{\Delta}_0^2) \times (0,64 - \bar{\rho}_c)(0,2 - \bar{\rho}_3)(20 + \bar{d}_{\text{и}}); \tag{8}$$

$$T_{\text{п}} = K_2 \sigma_{\text{Тн}} S (0,8 - 2,3\bar{\Delta}_0 + 3,4\bar{\Delta}_0^2) \times (\bar{\rho}_c - 0,03)(\bar{\rho}_3 + 0,02)(23 - \bar{d}_{\text{и}}), \tag{9}$$

где K_1, K_2 — согласующие постоянные; $\sigma_{\text{Тн}}, \bar{\sigma}_{\text{Тн}}$ — предел текучести и относительный предел текучести материала проволоки; H_c — высота образца в свободном состоянии; S — площадь поперечного сечения образца; $\bar{\Delta}_0$ — относительный осевой на-тяг образца; $\bar{\rho}_c$ — относительная плотность МР; $\bar{\rho}_3$ — относительная плотность заготовки; $\bar{d}_{\text{и}}$ — относительный диаметр проволоки.

На рис. 4 показаны основные геометрические величины, используемые в расчёте оптимальных характеристик МР, где p_i — распределение давления по вкладышу подшипника (CFX); $P_{\text{эф}}$ — эффективная (осреднённая) нагрузка на вкладыш из металло-резины; $h_{\text{эф}}$ — эффективная толщина (высота) слоя МР, т.е толщина после приложения нагрузки. Требуемая (эффективная) жёсткость материала МР определяется отношением нагрузки к деформации и соответствует жёсткости, рассчитанной по P — интегральной нагрузке (давлению) и $\Delta l_{\text{эф}}$ — эффективной деформации МР от приложения интегральной нагрузки P :

$$C_{\text{эф}} = \frac{T_{\text{п}}}{a_{\text{п}}} = \frac{P}{\Delta l_{\text{эф}}}. \tag{10}$$

Запишем систему уравнений, содержащую три неизвестных: относительную плотность материала МР $\bar{\rho}_c$; нагрузку на вкладыш $T_{\text{п}}$ и соответствующую ей деформацию $a_{\text{п}}$

$$\begin{cases} a_{\text{п}} = A(0,64 - \bar{\rho}_c); \\ T_{\text{п}} = B(\bar{\rho}_c - 0,03); \\ T_{\text{п}} = a_{\text{п}} \cdot C, \end{cases} \tag{11}$$

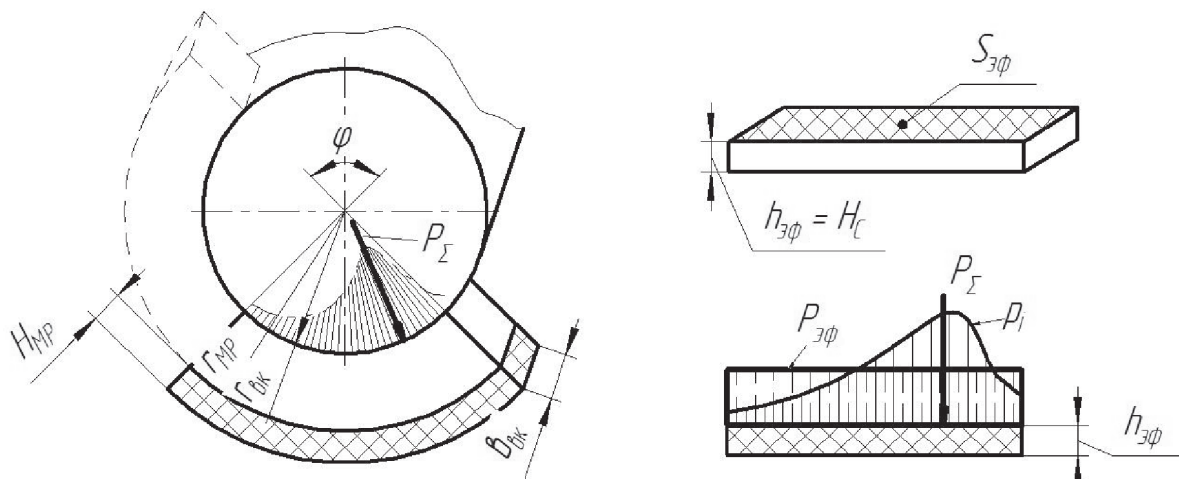


Рис. 4. К определению характеристик МР

где для упрощения процесса преобразований вводятся параметры A и B , включающие в себя только известные величины

$$A = K_1 \bar{\sigma}_{\text{Тн}} H_c \times (1,1 + 0,2\bar{\Delta}_0 - 0,9\bar{\Delta}_0^2)(0,2 - \bar{\rho}_3)(20 + \bar{d}_и); \quad (12)$$

$$B = K_2 \sigma_{\text{Тн}} S \times (0,8 - 2,3\bar{\Delta}_0 + 3,4\bar{\Delta}_0^2)(\bar{\rho}_3 + 0,02)(23 - \bar{d}_и). \quad (13)$$

Решением системы (11) являются выражения для $\bar{\rho}_c$, $T_{\text{п}}$ и $a_{\text{п}}$:

$$\bar{\rho}_c = \frac{0,64AC + 0,03B}{B + AC}; \quad (14)$$

$$a_{\text{п}} = A \left(0,64 - \frac{0,64AC + 0,03B}{B + AC} \right); \quad (15)$$

$$T_{\text{п}} = AC \left(0,64 - \frac{0,64AC + 0,03B}{B + AC} \right). \quad (16)$$

С помощью полученного математического аппарата был выявлен вид зависимостей параметров материала МР от различных факторов (рис. 5):

— зависимость деформации упругого подвеса от величины эксцентриситета вала (при переменной нагрузке на подшипник) (рис. 5,а);

— при увеличении нагрузки, действующей на упругий подвес из металлорезины растёт потребное значение относительной плотности МР, что объяс-

няется условием неизменности величины смещения вала в системе (рис. 5,б).

Для определения характеристик материала МР значения параметров выбираются исходя из опыта специалистов ОНИЛ-1 СГАУ по производству средств виброзащиты изделий.

Для для первой итерации оптимизации:

$$\bar{\Delta}_0 = 0,5; \rho_3 = 0,35 \text{ г/см}^3; K_1 = 2,02; K_2 = 17,6 \cdot 10^{-5};$$

материал проволоки металлорезины ЭИ 708-А ВИ:

$$\rho_{\text{и}} = 8 \text{ г/см}^3; \sigma_{\text{Тн}} = 1100 \text{ МПа}; E_{\text{и}} = 1,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Через исходные данные $\bar{\Delta}_0$, ρ_3 , K_1 , K_2 , характеристики материала проволоки $\rho_{\text{и}}$, $\sigma_{\text{Тн}}$, $E_{\text{и}}$, относительный диаметр проволоки $\bar{d}_и$ и определённые значения $\bar{\rho}_c$, $T_{\text{п}}$ и $a_{\text{п}}$ находят требуемые характеристики МР, в том числе и диаметр проволоки $\delta_{\text{и}}$.

Путём построения и исследования характеристик описанной модели возможности данной методики расширяются до оптимизации параметров упругого подвеса по величинам, постоянным в первом приближении: осевому натягу, относительному диаметру проволоки, диаметру спирали, характеристикам материала.

Определение величины деформации элементов системы «вкладыш — упругий подвес»

Жёсткость материала МР C рассчитывается на основе экспериментальных данных, полученных

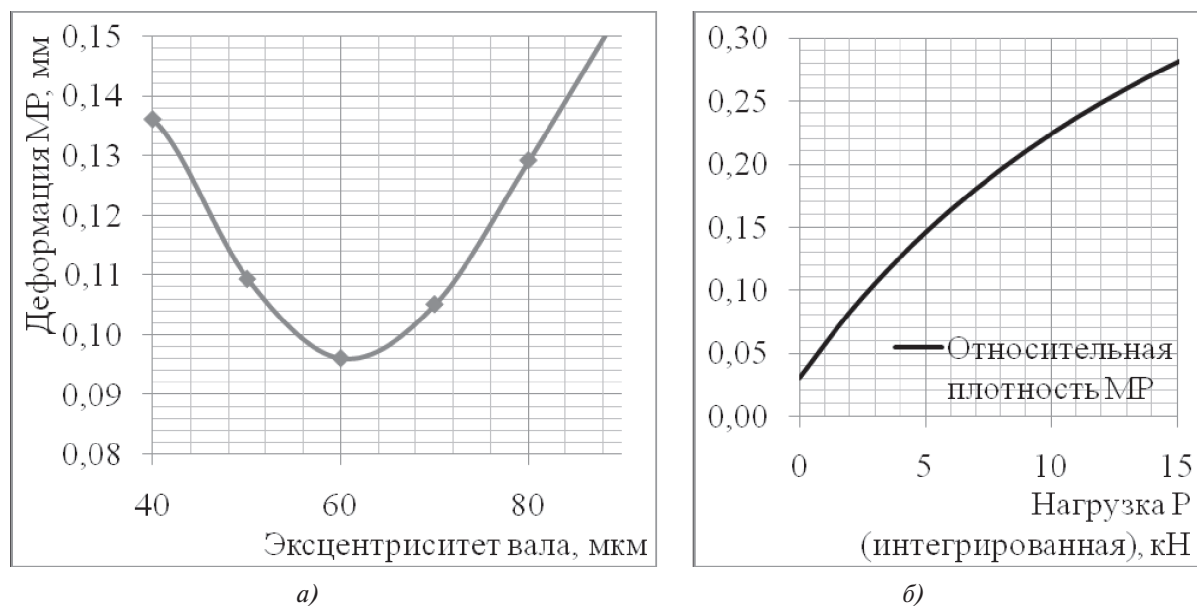


Рис. 5. График зависимости деформации МР от эксцентриситета вала (а) и нагрузки (б)

при статическом эксперименте с тонкими пластинами из материала МР с различной толщиной H (от 1,15 до 3,45 мм), плотностью ρ (от 1,115 до 2,028 г/см³), относительной предварительной статической деформацией $\epsilon_Q = Q/H$ (от 0,087 до 0,268), диаметром проволоки d_w (от 0,09 до 0,12 мм) по формуле

$$C = 14(1 + 363\epsilon_A^{3,5})(1 + 727\epsilon_Q^{3,45})d_w^{1,2} \times H^{-0,33}(\epsilon_Q/0,262)^{0,063H} S(\bar{\rho}/0,2)^{1,1+0,01H/d_w}, \quad (17)$$

где $\bar{\rho}$ — относительная плотность, равная отношению массы элемента из МР к массе элемента такого же объёма, только сделанного из стали,

$$\bar{\rho} = \frac{m_{MR}}{\pi r_0^2 H \rho_S}; \quad (18)$$

ϵ_A — относительная деформация МР,
 $\epsilon_A = A/H$;

H — высота образца МР;

A — деформация МР;

$C_{cp} = P_a/A$ — среднециклическая жёсткость (P_a — наибольшее значение статической нагрузки; A — соответствующее ей наибольшее значение перемещения) [8].

Выразим напряжения через жёсткость и деформацию:

$$\sigma = \frac{C \cdot \epsilon_A \cdot H}{S}, \quad (19)$$

где σ — напряжения, МПа; x — величина деформации, мм; S — площадь образца МР.

Выразим из выражения (17) C и перепишем используя (19):

$$\sigma = 14\epsilon_A(1 + 363\epsilon_A^{3,5})(1 + 727\epsilon_Q^{3,45})d_w^{1,2}H^{0,67} \times (\epsilon_Q/0,262)^{0,063H} (\bar{\rho}/0,2)^{1,1+0,01H/d_w}. \quad (20)$$

Таким образом, с помощью полученной зависимости (20) и исходных данных в ANSYS задаётся переменный модуль упругости материала.

Исходные данные расчёта:

1. Материал вкладыша: ρ ; E ; коэффициент Пуассона μ .

2. Характеристика материала упругого подвеса.

Определённая с помощью выражения (20) зависимость σ , $E = f(A)$ представлена на рис. 6.

Величина нагрузки $W = f(\varphi)$ определяется по результатам расчёта характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника (распределение давлений по длине зазора). Приложение нагрузки в ANSYS осуществляется по узлам конечных элементов (КЭ) — прикладывается эпюра давлений (зависимость величины давлений от угловой координаты узла).

Для определения величины деформаций была создана двухмерная контактная модель системы «вкладыш — упругий подвес» (слой МР). Свойства упругого подвеса (модуль упругости материала МР) задаются с помощью кривой зависимости $\sigma = f(\epsilon_A)$. В области малых деформаций (рабочий режим $A = 0,01$ — $0,07$ мм) кривая зависимости имеет линейный характер.

Визуализированная эпюра приложенных давлений и конечно-элементная модель показаны на рис. 7.

В результате расчёта получены распределения радиальных и эквивалентных напряжений (рис. 8, а),

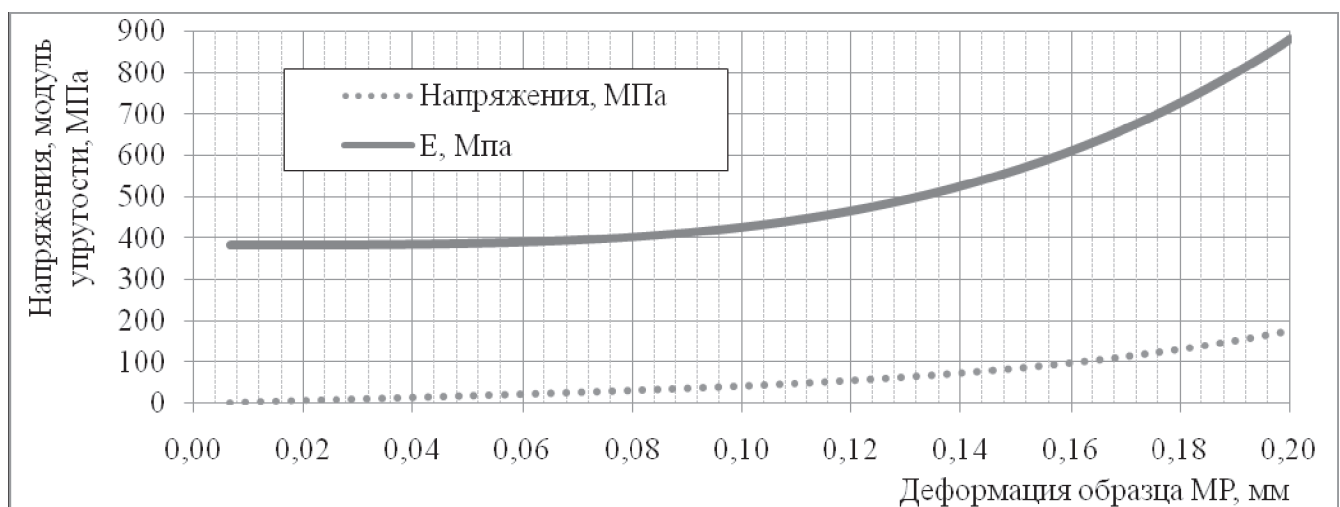


Рис. 6. Графики зависимостей σ , $E = f(A)$

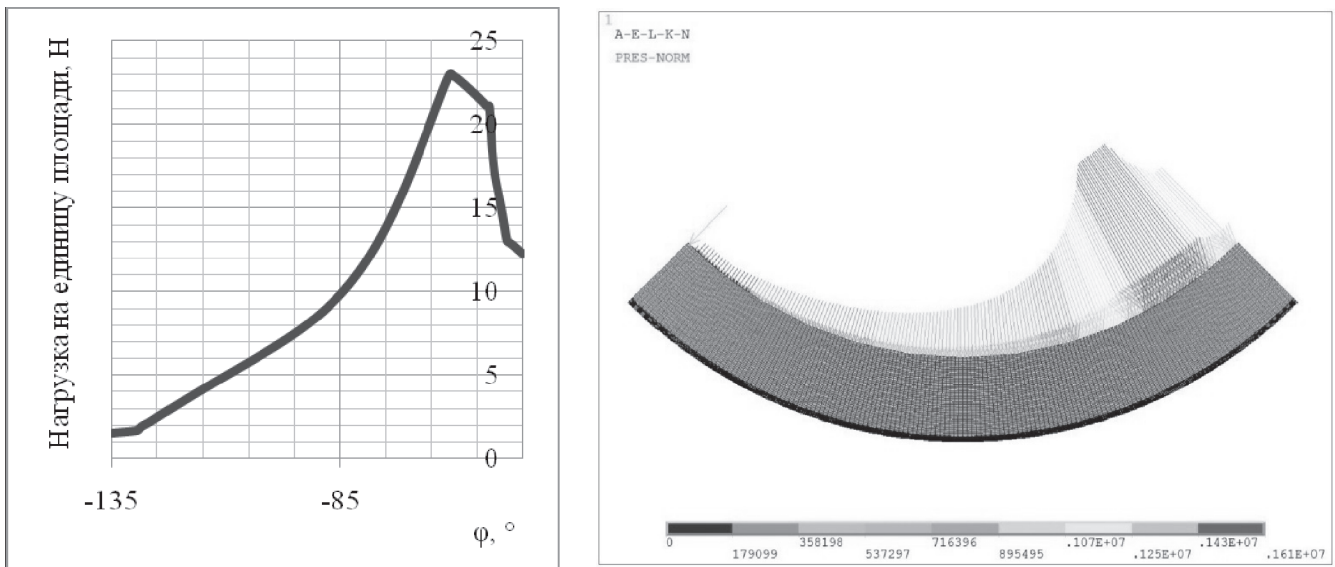


Рис. 7. График распределения единичной нагрузки по длине вкладыша (слева) и КЭ-модель с приложенной нагрузкой в ANSYS (справа)

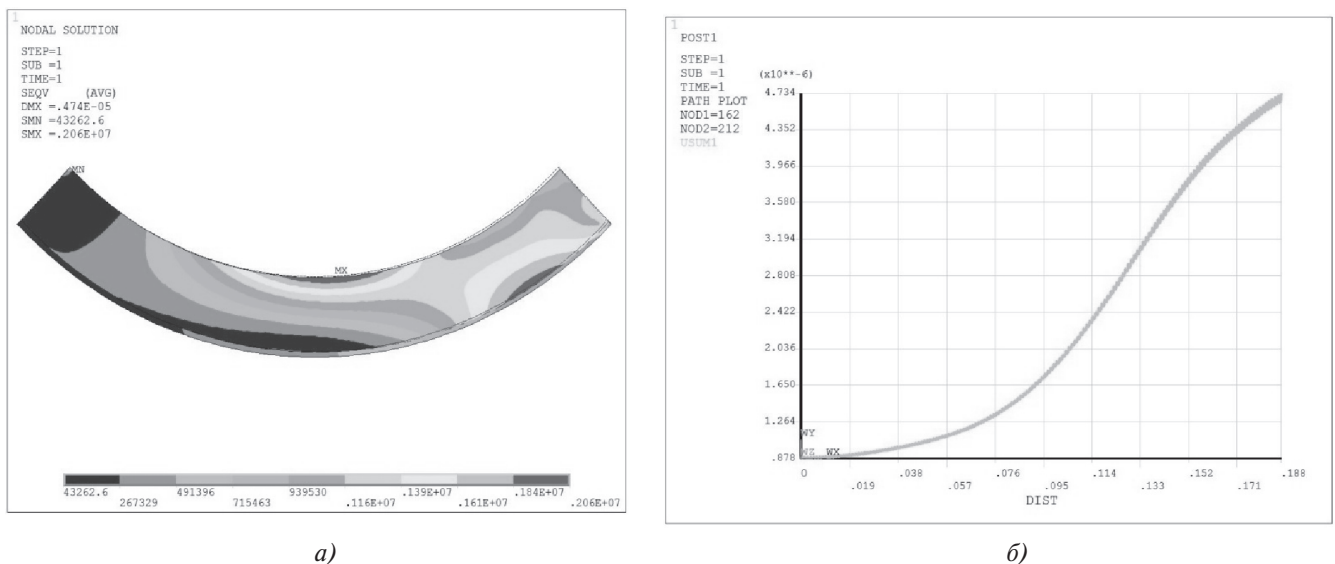


Рис. 8. Эквивалентные напряжения в системе «вкладыш — упругий подвес» и график деформации

радиальных и суммарных смещений (деформации) в системе. Под действием сил, возникающих в рабочем зазоре подшипника, вкладыш осуществил поворот и сформировал слой материала МР. Максимальное смещение вкладыша (деформация МР) несложно определить по графику, представленному на рис. 8, б.

Свойствами материала МР, а следовательно, и конечной величиной максимальной деформации (а также величиной смещения вкладышей подшипника) можно варьировать за счёт изменения диаметра проволоки, изначального натяга МР, толщины слоя МР и пр.

Выводы

В работе приведены математические модели материала «металлический аналог резины», по-

зволяющего эффективно решать проблемы виброзащиты. Проектирование упругого подвеса из МР для вкладышей подшипника скольжения состоит из следующих этапов:

1. Выбор конструкции подшипника и гидродинамический расчёт (исходные данные для проектирования упругого подвеса).
2. Поиск равнодействующей и оптимальной нагрузки.
3. Определение оптимальных характеристик МР.
4. Определение прогиба (деформации) МР.
5. Оптимизация.

Разработанные математические модели поведения системы «зазор — вкладыш — МР» позволяют на основе результатов CFD-расчётов характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника и

величины нагрузки, воспринимаемой подшипником, найти оптимальные значения параметров материала упругого подвеса при проектировании подшипника. С помощью модели деформирования системы «вкладыш — упругий подвес» возможно определять значения смещения нагруженного вкладыша и деформации материала МР от действия сил давлений, возникающих в рабочем зазоре подшипника. Смещение вкладыша на эту величину должно обеспечивать работу подшипника без заеданий. В случае невыполнения данного условия либо условий нормального функционирования подшипника на любом из этапов расчётного проектирования, представленных в данной работе, следует вернуться к этапу выбора конструкции подшипника (итерационная оптимизация).

Созданная комплексная модель системы «рабочий зазор — вкладыш — МР» позволяет решать сопряженные задачи гидродинамики, теплового анализа и деформирования.

Разработанные математические модели являются частью методики проектирования перспективных малорасходных гидродинамических подшипников с упругим подвесом вкладышей. Применение подшипников скольжения нового типа (для ГТД и наземных газотурбинных приводов) позволит:

- снизить массу двигателя за счёт упрощения систем маслоснабжения, наддува и суфлирования;
- повысить надёжность подшипниковых узлов и надёжность двигателя в целом;
- увеличить эффективность работы двигателей, обеспечив динамическую устойчивость работы на высоких частотах вращения;
- повысить экономичность и экологичность двигателей.

Для моделирования работы подшипника в условиях, максимально приближенных к реальным, необходимо в дальнейшем решить тепловую задачу. Это позволит уточнить конструктивные параметры подшипника. В 2015 г. планируются экспериментальные испытания опытных подшипников на стендовом оборудовании. Полученные экспериментальные данные позволят проверить точность разработанных математических моделей, подходов и методик, и, в случае необходимости, скорректировать методики проектирования. В дальнейшем

планируется провести исследования динамики ротора на исследуемых подшипниках, выявить области изменения параметров подшипников, обеспечивающих их устойчивую работу.

*Работа выполнена при финансовой поддержке
Правительства Российской Федерации
(Минобрнауки) на основании Постановления
правительства РФ №218 от 09.04.2010.*

Библиографический список

1. Yan H., Jiang H., Zhao H., Liu W., Ulanov A.M. Temperature characteristics of metal rubber material. Xiyou Jinshu Cailiao Yu Gongcheng, Rare Metal Materials and Engineering, 2011, vol.40, no. 12, pp. 2092-2095.
2. Ulanov A.M., Ponomarev Yu.K. Finite element analysis of elastic-hysteretic systems with regard to damping. Russian Aeronautics, 2009, vol.52, no. 3, pp. 264-270. DOI: 10.3103/S1068799809030027.
3. Паровой Е.Ф., Паровой Ф.В. Гидродинамический подшипник с упругим подвесом вкладышей из материала МР // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. №8 (105). С. 201-205.
4. Лазуткин Г.В. Разработка методов создания цельнометаллических многокомпонентных виброизоляторов с конструкционным демпфированием: дисс.... д-ра техн. наук. — Самара, 2011.
5. Паровой Е.Ф., Фалалеев С.В., Гордеев В.Б. Расчет гидродинамического подшипника опоры авиационного двигателя // Авиационно-космическая техника и технология. 2012. № 4 (91). С. 102-105.
6. Паровой Е.Ф., Гордеев В.Б. Проектирование гидродинамического подшипника авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. 2012. № 3 (34). Ч. 2. С.107-111.
7. Бузицкий В.Н. Расчет втулочных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие // Сборник научных трудов «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Куйбышев, Россия, 1976. Вып. 3. С. 15-21.
8. Уланов А.М., Швецов А.В. Механические характеристики демпферов опор трубопроводов из материала МР // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. 2011. № 3(27). С. 94-99.

DESIGNING OF ELASTIC SUSPENSION FOR LOW-FLOW TILTING-PAD JOURNAL BEARING

Parovay E.F.

*Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev (National Research University),
SSAU, 34, Moscovskoe shosse, Samara, 443086, Russia
e-mail: selen_a@mail.ru*

Abstract

Paper is devoted to developing of pad elastic suspension designing methods for pad journal bearing with essentially new action mechanism. Developed bearing is tilting-pad journal bearing operating under oil starvation conditions so it is extremely economical. System state and dynamic stability provides working gap force closure due to tilting pads which are elastically suspended on the material MR insets. Elastically suspended pad journal bearings have the ability to high speeds operation and increased resource. Calculation to determine and optimize the performance of elastic-damping suspension bushings is one of the most important stages of a complex technique of designing these bearings. Elastic suspension material allows pads to turn in the radial direction and to make the best working position. The paper presents the developed mathematical models of “working gap - pad - elastic suspension” system behavior, created with the purpose of determining the elastic suspension material characteristics, providing bearing optimum operating mode. The mathematical method is developed for determining center of the resultant forces in system “working air gap - pad - elastic suspension”. The method uses the optimal load value, which is determined by the program calculating results (characteristics of lubricant flow: total pressure distribution along the working gap length). Obtained dependences can be used to optimize the pad geometry and MR characteristics (wire diameter, etc.). Model for determining the optimum characteristics of the elastic suspension material (wire diameter, wire material MR density, load value, etc.) is based on the V.N. Buzitskiy and A.A. Troynikov material MR model and takes into account the design and operational features of the bearing. Optimization of these elastic suspension parameters is a condition of failure bearing operation in mind its low oil flow, supernarrow working gap (from 1-5 mcm) and a mechanism for pad tilting on elastic suspension. On the CFD results basis (oil-flow characteristics, ANSYS CFX) using the developed mathematical models it is

possible to determine the required MR characteristics and also the parameters of the MR layer behavior under loading by the pressure in the working gap (ANSYS). Two-dimensional contact model was created for system “pad - elastic suspension” to determine the strain value. Calculating of material MR stiffness C is based on experimental data. Expression for C is used to set the MR Young’s modulus dependence from the magnitude of MR deformation. The hydrodynamic load $W=f(\varphi)$ is determined by the results of the flow characteristics calculation (pressure distribution along the length of the working gap). Distributions of radial and equivalent stresses, radial and total displacements (deformation) in the system were obtained. Through construction and investigation of the developed models characteristics the possibility of this technique is extended to the elastic suspension parameters optimization by various criteria. Established complex model of the system “working gap - pad - elastic suspension” allows to solve problems of associated hydrodynamics, thermal analysis and deformation.

Keywords: pad, deformation, wire diameter, the mathematical model, metal analogue of rubber (MR), load, performance.

References

1. Yan H., Jiang H., Zhao H., Liu W., Ulanov A.M. Temperature characteristics of metal rubber material. Xiyou Jinshu Cailiao Yu Gongcheng, *Rare Metal Materials and Engineering*, 2011, vol. 40, no. 12, pp. 2092-2095.
2. Ulanov A.M., Ponomarev Yu.K. Finite element analysis of elastic-hysteretic systems with regard to damping. *Russian Aeronautics*, 2009, vol. 52, no. 3, pp. 264-270. DOI: 10.3103/S1068799809030027.
3. Parovai E.F., Parovai F.V. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2013, no. 8 (105), pp. 201-205.
4. Lazutkin G.V. *Razrabotka metodov sozdaniya tsel'nometallicheskih mnogokomponentnykh vibroizolyatorov s konstruktivnym dempfirovaniem* (Development of methods for creating full-metal multicomponent vibration isolators with structural damping), Doctor's thesis, Samara, SSAU, 2011, 309 p.

5. Parovai E.F., Falaleev S.V., Gordeev V.B. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2012, no. 4 (91), pp. 102-105.
6. Parovai E.F., Gordeev V.B. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika S.P. Koroleva*, 2012, no. 3 (34), part 2, pp.107-111.
7. Buzitskii V.N. *Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigatelei i sistem letatel'nykh apparatov. Sbornik statei*, Kuibyshev, 1976, release 3, pp. 15-21.
8. Ulanov A.M., Shvetsov A.V. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika S.P. Koroleva*, 2011, no. 3(27), p. 94-99.