

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДИНАМИКИ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ САТЕЛЛИТА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА

М.И. Курушин,
В.Б. Оссиала

Самарский национальный
исследовательский университет
им. академика С.П. Королева.
443086, Россия, г. Самара.
Московское шоссе, 34.
ossialav@gmail.com

В работе кратко рассмотрена методика расчёта динамики роликовых подшипников качения сателлитов дифференциальных редукторов турбовинтового двигателя, найдено распределение усилий по телам качения и, рассчитано на долговечность по контактным напряжениям; определены толщины смазочных слоёв в контактах тел качения с кольцами с перемычками сепаратора, а также в контакте сепаратора с центрирующими поверхностями колец подшипника; определены скорости скольжения в контактах и, как следствие, оценена опасность заедания.

Ключевые слова: Роликовый подшипник качения; сателлит; турбовинтовой редуктор; сепаратор; гидродинамический режим; центробежная сила

1 Введение

В настоящее время проводится, ряд исследований по расчёту роликовых подшипников, таких как: исследование динамики зубчатых систем с учётом податливости опоры, динамический нелинейный анализ цилиндрических роликоподшипников с податливыми кольцами, численное динамическое моделирование сепаратора подшипника по контактным напряжениям методом конечных элементов [1,2,3]. При этом разработаны методики определения долговечности подшипников качения с фторопластовым сепаратором с учётом износа и разрушения сепаратора, долговечности по выкрашиванию и изломной прочности заклёпок текстолитового сепаратора подшипника трансмиссии вертолёта [4,5].

Также рассмотрены расчёт толщин смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения, метод контроля вибрации и причины возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором [6,7,8,9].

В данной методике рассматриваются расчёты роликовых подшипников качения сателлитов двух вариантов

дифференциальных редукторов: дифференциальные редукторы турбовинтового двигателя (подшипник сателлита расположен в водиле – вращается внутреннее кольцо подшипника сателлита), как было показано на рисунке 1, и дифференциальные редукторы турбовинтовентиляторного двигателя (подшипник сателлита расположен на оси внутри сателлита – вращается наружное кольцо подшипника сателлита), как было показано на рисунке 2.

Изложенная методика расчёта позволяет рассчитывать: движение тел качения (роликов) и сепаратора в контактно-гидродинамическом режиме; находить распределение усилий по телам качения и, следовательно, более точно рассчитывать их на долговечность по контактным напряжениям; определять толщины смазочных слоев в контактах тел качения с кольцами и с перемычками сепаратора, а также в контакте сепаратора с центрирующими поверхностями колец подшипника; определять скорости скольжения в контактах и, как следствие, оценивать опасность заедания; определять усилия на сепаратор как за счёт взаимодействия с телами качения, так и за счет центробежных сил, как в относительном движении центробежных и

кориолисовых сил в переносном вращении вместе с водилом; учитывать влияние погрешностей изготовления элементов подшипника – радиальные биения, разноразмерности тел качения и другие неточности изготовления элементов подшипников[10].

2 Постановка задач

При расчёте, было принято несколько допущений, таких как: движение тел качения и сепаратора принято плоским; сепаратор принят абсолютно жёстким на изгиб, но зато контактно податливым как с кольцами, так и с роликами. Тела качения и сепаратор находятся в сложном движении (двойное вращение) – они вращаются как относительно оси подшипника, так и

относительно оси водила, то есть имеют переносное вращение, вследствие чего на них действуют кориолисовы силы инерции. Поэтому при составлении дифференциальных уравнений движения роликов и сепаратора используем метод кинестатики т.е. водило принимаем неподвижным, действием центробежных и кориолисовых сил инерции переносного вращения пренебрегаем. Уравнения движения центров масс роликов принимаем в полярной системе координат с началом в центре наружного кольца подшипника. Но можно учитывать и возмущающее влияние перемещения и водила редуктора. По найденным усилиям взаимодействия роликов с сепаратором, а также сепаратора с кольцами можно рассчитать их на прочность методами конечных элементов.

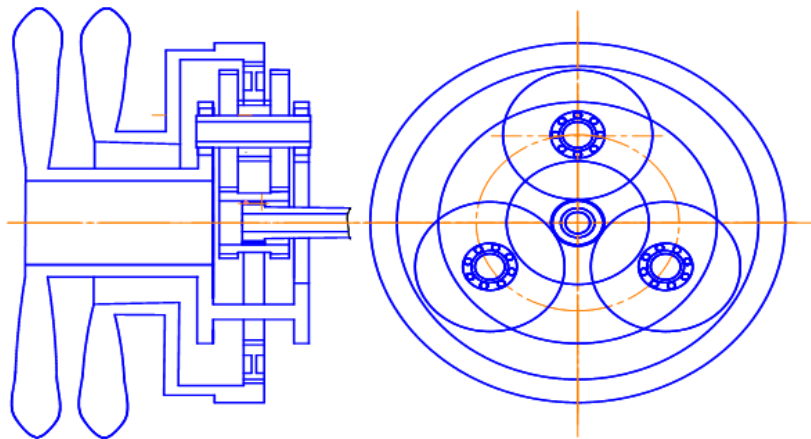


Рисунок 1. Схема дифференциального редуктора турбовинтового двигателя

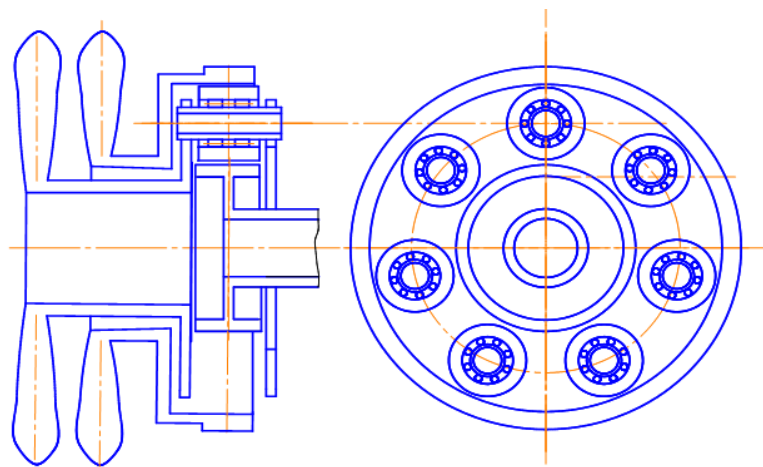


Рисунок 2. Схема дифференциального редуктора турбовинтовентиляторного двигателя

Математическая модель подшипника качения в данной работе изложена в основном без вывода, с краткими комментариями.

Уравнения движения центров масс роликов в относительном движении приняты в полярной системе координат с началом в центре наружного кольца подшипника – рисунок 4. Надо еще раз отметить, что ролики трижды участвуют в относительных вращениях – относительно водила, относительно сепаратора и ещё вращаются относительно собственного центра масс.

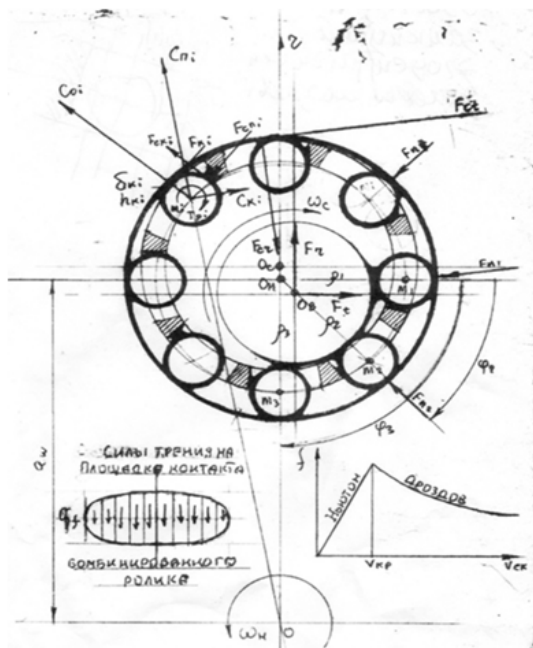


Рисунок 3. Усилия и гидродинамика роликового подшипника сателлита дифференциального редуктора

В радиальном направлении:

$$\frac{d\rho_i}{d\theta} = \frac{V_{ri}}{\omega_c} ;$$

$$\frac{dV_{ri}}{d\theta} = \frac{1}{m_i \cdot \omega_c} \cdot (\sum F_{RI} - \lambda_v \cdot V_{RI})$$

В окружном направлении:

$$\frac{d\phi_i}{d\theta} = \frac{\omega_{\phi i}}{\omega_c} ;$$

$$\frac{d\omega_{\phi i}}{d\theta} = \frac{1}{m_i \cdot \rho_i} \cdot (\sum F_{\phi i} - \lambda_\phi \cdot \omega_{\phi i}).$$

Вращение ролика относительно собственного центра масс:

$$\frac{d\gamma_i}{d\theta} = \frac{\omega_{\gamma i}}{\omega_c} ;$$

$$\frac{d\omega_{\gamma i}}{d\theta} = \frac{1}{J_{pi}} \cdot (\sum T_{\gamma i} - \lambda_\gamma \cdot \omega_{\gamma i}).$$

Здесь, согласно рисунок 4:

ω_c - угловая скорость вращения сателлита относительно водила;

ρ_{wi}, ϕ_i - полярные координаты центра массы ролика;

$V_{ri}, \omega_{\phi i}$ - радиальная (линейная) и угловая скорости движения центра массы ролика в полярной системе координат;

$\gamma_i, \omega_{\gamma i}$ - угол поворота и угловая скорость вращения ролика относительно собственного центра массы;

θ - угол поворота внутреннего кольца подшипника сателлита;

$\lambda_v, \lambda_\phi, \lambda_\gamma$ - коэффициенты вязкого демпфирования движения роликов (принимаются);

$\sum F_{RI}, \sum F_{\phi i}, \sum T_{\gamma i}$ - суммы усилий и моментов на ролик, приведённых к центру массы ролика и действующим по координатным направлениям.

Контактная деформация ролика с внутренним и наружным кольцами определяется по формулам (1):

$$\left. \begin{aligned} \delta_{Bi} &= R_{Bi} + h_{Bi} + \frac{D_{wi}}{2} - R_{Oi} * \\ &* \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{x_B \cdot \sin(\theta_{Oi}) + y_B \cdot \cos(\theta_{Oi})}{R_{Oi}} + \frac{x_B^2 + y_B^2}{R_{Oi}^2}} \\ \delta_{Hi} &= -R_{Hi} + h_{Hi} + \frac{D_{wi}}{2} + R_{Oi} * \\ &* \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{x_H \cdot \sin(\theta_{Oi}) - y_H \cdot \cos(\theta_{Oi})}{R_{Oi}} + \frac{x_H^2 + y_H^2}{R_{Oi}^2}} \end{aligned} \right\} (1)$$

Если не учитывать перемещения центра наружного кольца подшипника вместе с водилом, то:

$$\delta_{Hi} = -R_{Hi} + h_{Hi} + \frac{D_{wi}}{2} + R_{Oi};$$

при $(x_H = 0, y_H = 0)$,

здесь R_{Oi} - расстояние центра масс ролика до центра наружного кольца (рисунок 4).

Радиус кривизны профиля желоба внутреннего кольца в радиальной плоскости:

$$R_{rBi} = \frac{D_{wi}}{2}$$

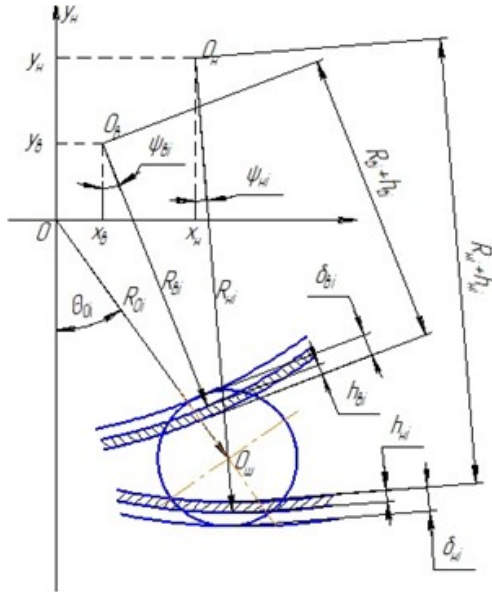


Рисунок 4. Геометрические соотношения в смазываемом роликовом подшипнике

Радиус кривизны профиля желоба внутреннего кольца в радиальной плоскости:

$$R_{rBi} = \frac{D_{wi}}{2}$$

Радиус кривизны профиля желоба наружного кольца в радиальной плоскости:

$$R_{rHi} = \frac{D_{Hi}}{2}$$

Параметры кривизны профиля в точках контакта ролика: с внутренним и наружным кольцами:

$$\sum \rho_{Bi} = \frac{2}{D_{wi}} \cdot \frac{d_m}{d_m - D_{wi}};$$

$$\sum \rho_{Hi} = \frac{2}{D_{wi}} \cdot \frac{d_m}{d_m + D_{wi}}.$$

Радиусы беговых дорожек в точках контакта роликов: с внутренним и наружными кольцами:

$$R_{Bi}^K = \frac{D_{Bi}}{2}; R_{Hi}^K = \frac{D_{Hi}}{2}.$$

Суммарные кривизны в точках контакта роликов: с внутренним и наружными кольцами:

$$\sum \lambda_{Bi} = \frac{1}{D_{wi}} + \frac{2}{D_{Bi}}; \sum \lambda_{Hi} = \frac{1}{D_{wi}} + \frac{2}{D_{Hi}}.$$

При определении нормальных усилий в контактах комбинированных роликов с кольцами используется формулы Герца для эллиптического контакта.

По найденным контактными деформациями можно определить усилия в контактах ролика с кольцами с внутренним и наружными кольцами:

$$N_{Bi} \cong C_B \cdot \delta_{Bi}; N_{Hi} \cong C_H \cdot \delta_{Hi},$$

здесь C_B и C_H - контактные жёсткости ролика соответственно с внутренним и наружными кольцами:

$$C = \frac{\pi}{1.207} \cdot \frac{l}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}.$$

В первом приближении можно принять, что $C \cong 1.43 \cdot E \cdot l$;

E - модуль упругости материалов ролика и колец;

l - контактная длина ролика.

Удельная нагрузка на единицу рабочей длины ролика: в контакте с внутренним и наружными кольцами:

$$q_{NBi} = \frac{N_{Bi}}{l}; q_{NHi} = \frac{N_{Hi}}{l}.$$

Ширина площадки контакта:

в контакте с внутренним кольцом:

$$b_{Bi} = \sqrt{\frac{16}{\pi} \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{q_{NBi}}{\sum \rho_{Bi}}};$$

в контакте с наружным кольцом:

$$b_{Hi} = \sqrt{\frac{16}{\pi} \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{q_{NHi}}{\sum \rho_{Hi}}}.$$

При определении сил трения от проскальзывания в контактах ролика сама

площадка контакта разбивается на полоски, по которым в зависимости от силы давления и скорости скольжения определяется сила трения – рисунок 3: $q_f = f \cdot q_n$.

Коэффициент трения (f) определяется по расчётно-экспериментальной зависимости Дроздова Ю. Н по формулам (2). [11]:

$$f = \frac{0,065 \cdot \sigma_i^{0,02} \cdot \left[10 + \lg \left(\frac{HB \cdot R_z}{E_{np} \cdot \rho_{np}} \right) \right]}{\gamma^{0,05} \cdot V_{\Sigma K}^{0,12} \cdot V_{ск}^{0,2}} ; \quad (2)$$

здесь σ_i - максимальное Герцевское напряжение на контактной “полоске”;

НВ – твёрдость по Бринеллю материала контактирующих тел;

R_z - шероховатость контактирующих тел;

E_{np} - приведённый модуль упругости контактирующих тел;

ρ_{np} - приведённый радиус кривизны контактирующих тел;

γ - кинематическая вязкость смазки;

$V_{\Sigma K}$ - суммарная скорость качения контактирующих тел;

$V_{ск}$ - скорость относительного проскальзывания контактирующих тел.

Приведённая зависимость для определения коэффициентов трения используется при скоростях скольжения больше критического значения:

$$V_{кр} = \frac{2 \cdot 10^5}{\sigma_{ш} \cdot \lg(\gamma)}.$$

Изменение касательных напряжений (τ) а, следовательно, и коэффициентов трения при скоростях скольжения меньше критических определяются по Ньютону – рисунок 3:

$$\tau = \mu_o \cdot \frac{V_{ск}}{h}$$

где μ_o - динамическая вязкость смазки; h – толщина смазочного слоя в контакте. Толщина смазочного слоя для каждой полоски определяется по формуле [3]:

$(U_a + U_b)$ - суммарная скорость качения ролика и кольца в контакте;

K_o – погонная нагрузка на ‘полоске’ контакта;

$(\lambda_a \pm \lambda_b)$ - приведённая кривизна ролика и беговой дорожки кольца в месте контакта;

При определении усилий взаимодействия роликов с окнами сепаратора в условиях смазки при небольших усилиях взаимодействия роликов и сепаратора принимаются формулы (3,4) гидродинамической теории смазки по Капице П. Л. [12,13]. Сила нормального давления ролика на перемычку сепаратора:

$$F_{POC} = 2,45 \cdot \frac{\mu \cdot V_{POC} \cdot r_r \cdot l}{h_{POC}}. \quad (3)$$

Коэффициент гидродинамического трения ролика в контакте с перемычкой сепаратора:

$$f_{POC} = 0,41 \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot V_{POC}}{F_{POC}}}.$$

Сила трения в контакте ролика с перемычкой сепаратора:

$$F_{JPO} = F_{POC} \cdot f_{POC}. \quad (4)$$

здесь μ - вязкость смазки;

$V_{POC} = (\omega_p + \omega_c) \cdot r_r$ - окружная скорость в контакте ролика с перемычкой сепаратора;

r_r - радиус ролика; l - длина ролика; h_{POC} - расстояние между роликом и сепаратором с каждой из сторон его окна. Момент сопротивления вращению ролика в окне сепаратора определяются по формуле (5):

$$M_{JPO} = F_{JPO} \cdot \frac{D_{wi}}{2} \quad (5)$$

С каждой стороны окна, толщина смазочного слоя h определяется относительно положения ролика в окне сепаратора.

Расчёты динамики роликовых подшипников сателлитов показали, что усилия в контактах роликов и сепаратора могут быть очень большими[8]. В таких случаях необходимо применять положения контактно гидродинамической теории смазки, в которой учитывается влияние деформации самих контактирующих тел [6].

Допущения, принятые в модели упругой системы: 1. контакт роликов и сепаратора

имитируется контактом двух поступательно перемещающихся относительно друг друга контактно податливых масс; 2. массы разделены масляной прослойкой; 3. взаимное перемещение масс происходит в условиях вибраций; 4. движение смазки в контакте принимается ламинарным, изотермическим и плоским с возможностью входа и выхода из контакта вдоль короткой стороны площадки контакта; 5. смазочный слой и контактные слои деталей в нормальном к ним направлении принимаются без инерционных, т.е. усилия в этом направлении передаются мгновенно; 6. смазка обладает Ньютоновскими свойствами. В результате решения дифференциального уравнения Рейнольдса для такого случая:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12 \cdot V(t).$$

При сделанных допущениях определяется гидродинамическое сопротивление взаимному перемещению масс:

$$F_z = -\mu \cdot L \cdot V(t) \cdot \left[\frac{b}{h - y(t)} \right]^3.$$

где p - давление в смазочном слое; μ - вязкость смазки; b - ширина площадки контакта; L - длина площадки контакта; $V(t)$ - скорости взаимного сближения - расхождения деталей; h - среднее расстояние между контактирующими деталями; $y(t)$ - текущее расстояние между контактирующими поверхностями деталей. Таким образом, в упругой системе возникают контактно гидродинамические усилия, пропорциональные скоростям взаимного перемещения контактирующих элементов и нелинейно зависящие от величины взаимного перемещения их по нормали друг к другу. Смазочная прослойка в контактах деталей возникает за счёт смачиваемости их материала и перекатывания контактирующих профилей зубьев. Толщина смазочного слоя в контакте h_0 в условиях качения определяется по формуле [4]:

$$h_0 = \frac{3,17 \cdot [\mu_0 \cdot (U_a + U_b)]^{0,75} \cdot n^{0,6}}{K_0^{0,15} \cdot (\lambda_a + \lambda_b)^{0,4}};$$

$$(\lambda_a + \lambda_b) = \frac{1}{\rho_a} + \frac{1}{\rho_b};$$

где ρ_a (м) - радиус кривизны ролика; $\rho_b = \infty$ - радиус кривизны перемычки сепаратора;

$U_a = r_{oa} \cdot \omega_a$ (м/с) - скорость качения ролика;

$U_b = r_{ob} \cdot \omega_b$ (м/с) - скорость качения сепаратора. Ширина площадки контакта:

$$b = 3,04 \cdot \sqrt{\frac{\rho_a \cdot \rho_b}{E \cdot L \cdot (\rho_a + \rho_b)}} \cdot F_C,$$

здесь E - приведённый модуль упругости контактирующих деталей; L мм - контактная длина ролика; F_C (Н) - усилие в контакте ролика и перемычки сепаратора.

За минимальные значения толщин смазочных слоёв принимались высоты шероховатости контактирующих поверхностей - $h = 0,002$ мм. Расчётные параметры для смазки (25% - МС-20 + 75% - трансформаторное) при рабочей температуре $t = 50^0$: $\mu_0 = 0,00146$ (кг·с/м²); $\nu \cdot 10^{-6} = 0,176$ (м²/кг).

Центробежная сила ролика в переносном вращении с угловой скоростью водила - ω_H согласно рисунку 3:

$$C_i = m_i \cdot x_i \cdot \omega_H^2, \quad \text{где}$$

$$x_i = \sqrt{\rho_i^2 \cdot \sin^2(\varphi_i) + (a_w - \rho_i \cdot \cos(\varphi_i))^2} -$$

расстояние центра массы ролика до оси водила. Тангенциальная составляющая центробежной силы ролика при переносном вращении:

$$C_{td} = m_i \cdot a_w \cdot \omega_H^2 \cdot \sin(\varphi_i).$$

Радиальная составляющая центробежной силы ролика при переносном вращении ролика:

$$C_{ri} = m_i \cdot (a_w \cdot \cos(\varphi_i) - \rho_i) \cdot \omega_H^2.$$

Кориолисова сила инерции ролика при переносном его вращении относительно оси водила определяется согласно рисунку 3. Расстояние центра массы ролика до оси водила:

$$x_i = \sqrt{\rho_i^2 + a_w^2 - 2 \cdot \rho_i \cdot a_w \cdot \cos(\varphi_i)}.$$

Окружная скорость ролика в относительном вращении около центра наружного кольца подшипника: $V_I = \rho_I \cdot \omega_{of}$;

где $\omega_{\phi l}$ - угловая скорость вращения ролика относительно центра наружного кольца подшипника. Проекция V_I на радиус-вектор переносного вращения:

$$C_{ki} = 2 \cdot m_i \cdot V_{ri} \cdot \omega_H = 2 \cdot m_i \cdot \omega_H \cdot \omega_{\phi l} \cdot \rho_l \cdot \frac{a_w}{x_i} \cdot \sin(\phi_i)$$

$$V_{RI} = V_I \cdot \sin(\beta_i);$$

$$\cos(\beta_i) = \frac{a_w \cdot \cos(\phi_i) - \rho_i}{x_i}.$$

Тангенциальная ее составляющая:

$$C_{kti} = C_{ki} \cdot \cos(\beta_i) = 2 \cdot m_i \cdot \omega_H \cdot \omega_{\phi l} \cdot \rho_l \cdot \frac{a_w \cdot \sin(\phi_i) \cdot (a_w \cdot \cos(\phi_i) - \rho_i)}{2};$$

Радиальная составляющая Кориолисовой силы инерции ролика при расчётах $\sum F_{RI}, \sum F_{\phi l}, \sum T_{\gamma l}$ - суммы усилий и моментов на ролик, приведённых к центру массы ролика и действующим по координатным направлениям:

$$C_{kRI} = C_{ki} \cdot \sin(\beta_i) = 2 \cdot m_i \cdot \omega_H \cdot \omega_{\phi l} \cdot \rho_l \cdot \left(\frac{a_w}{x_i} \cdot \sin(\phi_i) \right)^2$$

При относительном движении ролика вдоль своего радиуса:

$$\sum F_{RI} = N_{BI} - N_{HI} + F_{JPP1} - F_{JPP2} + C_{RI} + C_{\pi} + C_{KRI}$$

здесь - $C_{RI} = m_i \cdot \rho_m \cdot \omega_r^2$ - центробежная сила ролика в относительном движении.

При относительном вращении ролика в окружном направлении:

$$\sum F_{\phi l} = F_{POC1} - F_{POC2} + C_d + C_{k\pi}.$$

При относительном вращении ролика относительно собственного центра масс –

$$\sum T_{\gamma i} = M_{JPOC}.$$

В таблице 1 приведены основные исходные параметры изделий, принятые в расчётах, радиальные и окружные усилия на подшипники, частоты вращения роторов двигателей, радиальные зазоры в подшипниках, зазоры плавания сепараторов, зазоры в окнах сепараторов с роликами, число и диаметр роликов, материал сепараторов (сепараторы стальные), смазка подшипников (вязкость и пьезокоэффициент), приняты одинаковыми. Передаточные отношения редукторов и длины роликов различные, скорости вращения винтов, а, следовательно, и водила редуктора, и длины роликов в изделии НК 93 больше, чем в изделии НК-12. Очень важный параметр – частота вращения водила в двигателе НК-93 в 2,67 раза больше, чем у двигателя НК-12.

На графиках рисунков 5...8 дополнительно показаны результаты расчётов, характеризующие особенности работоспособности редукторов изделий НК=93 и НК-12. Наверху - данные для изделия НК-12, а внизу - для НК-93.

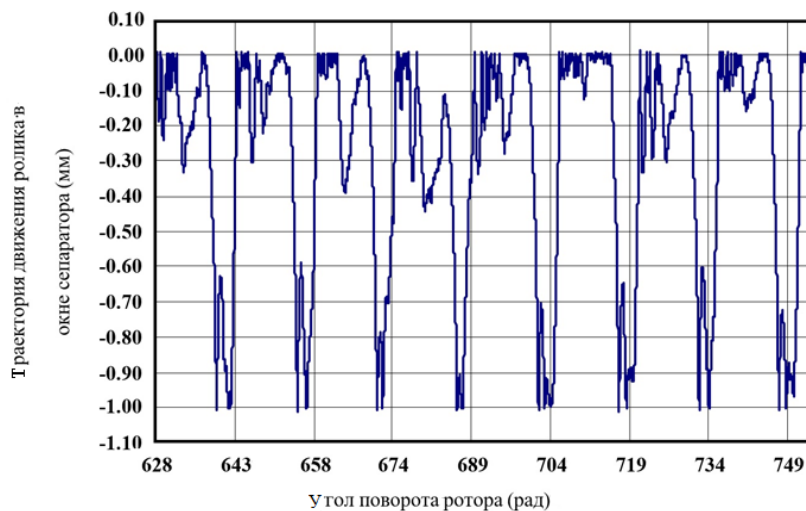


Рисунок 5. Траектория движения ролика в окне сепаратора – НК-12

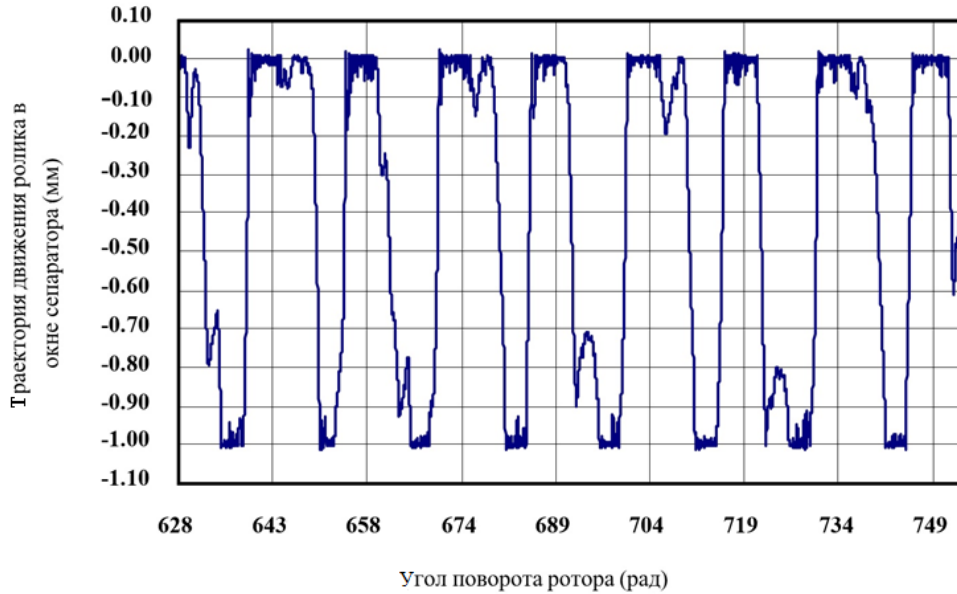


Рисунок 6. Траектория движения ролика в окне сепаратора – НК-93

На рисунках 5 и 6 показаны траектории движения роликов в окнах сепараторов. Видно, как ролики ударяются о переключки и от них отскакивают. В изделиях НК-12 ролики слабо ударяются на противоположную переключку, а в изделиях

НК-93 сильнее. Это связано с тем, что частота вращения и инерционные усилия в изделиях НК-93 значительно больше, чем в изделиях НК-12.

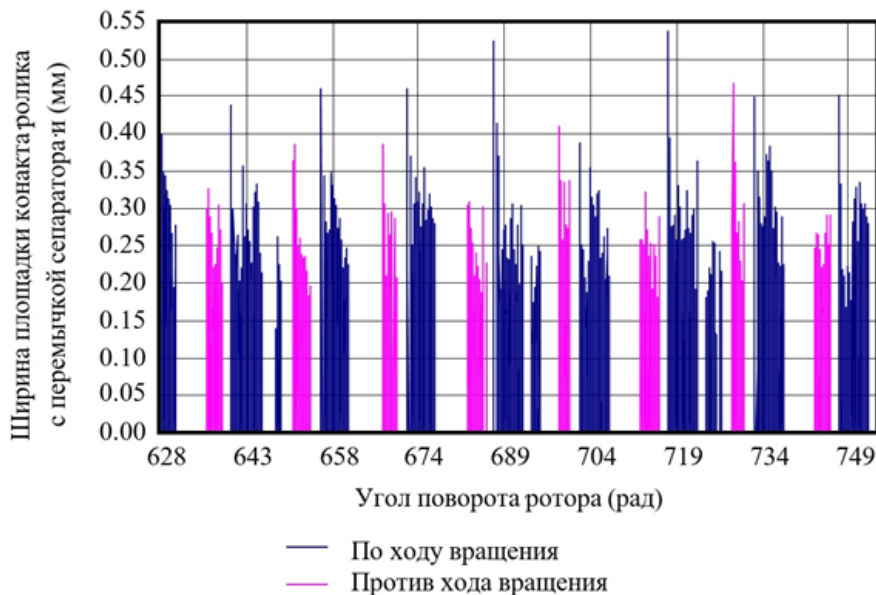


Рисунок 7. Ширина площадки контакта ролика с переключкой сепаратора – НК-12

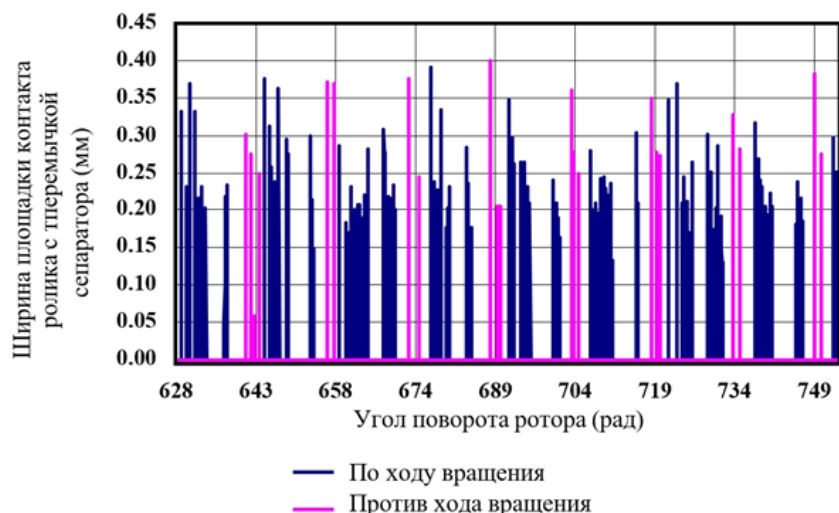


Рисунок 8. Ширина площадки контакта ролика с перемычкой сепаратора – НК-93

На рисунках 7 и 8 показаны значения ширины площадки контакта роликов с перемычками сепараторов. В изделиях НК-12 в заданном диапазоне оборотов ротора максимальные значения размеров площадок контакта - 0,40 мм, и приблизительно одинаковые с обеих сторон окон перемычек сепараторов [8].

В изделиях НК-93 максимальные значения размеров площадок контакта - 0,54 мм, с ведущей стороны, а с противоположной - 0,46 мм, больше, чем в изделиях НК-12. Это создаётся за счёт большей частоты вращения винтов и инерционных усилий в изделиях НК-93.

Таблица 1. Расчётные параметры изделий

Параметры	Изделия	
	НК-12	НК-93
Межосевое расстояние (мм)	201	189
Частота вращения ротора (об./мин)	8250	8250
Передаточное число редуктора	11,33	5
Частоты вращения винтов (об/мин)	728	1650
Расчётная нагрузка в окружном направлении (Н)	-30000	-30000
Расчётная нагрузка в радиальном направлении Н)	-30000	-30000
Число роликов в подшипнике	10	10
Рабочий диаметр внутреннего кольца подшипника (мм)	100	100
Диаметр ролика (мм)	24	24
Длина ролика (мм)	24	30
Радиальный зазор в подшипнике (мм)	0,022	0,022
Радиальный зазор плавания сепаратора (мм)	0,5	0,5
Окружной зазор между роликом и перемычкой сепаратора (мм)	0,5	0,5
Шероховатость контактирующих поверхностей подшипников (мм)	0,002	0,002

3 Заключение

1. Мы считаем, что в правильно смазываемых подшипниках качения в условиях вибраций при взаимном поступательном перемещении контактирующих поверхностей происходит контактно гидродинамическое демпфирование вибраций упругой системы. Между контактирующими элементами подшипника качения возникает смазочная прослойка, и они не только перекачиваются и скользят друг относительно друга, но и имеют изменяющуюся во времени скорость относительного перемещения по нормали к поверхностям контакта. Для того чтобы лучше понять и описать процесс сопротивления вибрациям и возможности возникновения (наклепа) в смазываемых контактах при относительном поступательном перемещении элементов подшипника, нами были приняты упрощенные контактно - гидродинамические модели [9].

2. При одинаковых подшипниках, одинаковых нагрузках и частотах вращения ротора долговечность подшипников по контактной усталости в изделии НК-93 в два раза больше, чем в изделии НК-12. Это в первую очередь за счёт большей длины роликов - в изделии НК-93 – 30 мм, а в изделии НК-12 = 24 мм.

3. При одинаковых подшипниках в изделиях НК-93 из-за частоты вращения винтов, а, следовательно, и водила, в 2,27 раза больше, чем в изделиях НК-12 усилия на сепаратор подшипников сателлитов изделия НК-93 по сравнению с изделием НК-12 больше, чем в два раза. Поэтому, чтобы выйти на уровень надежности как в изделиях НК-12, необходимо прочность материала сепараторов повысить в 2,27 раза.

Список использованных источников

[1] Kurushin M. Investigation of the Dynamics of Gear Systems with Consideration of a Pinion Support Flexibility / M. Kurushin, V. Balyakin, V. Ossiala // *Procedia Engineering*. - 2017. – Vol. 176. - P. 25-36.

[2] Leblanc A. Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings / A. Leblanc,

D. Nelias, C. Defaye // *Journal of Sound and Vibration*. – 2009. – Vol. 325, Issue 1-2. - P. 145-160.

[3] Yang Z. Numerical modeling of dynamic frictional rolling contact with an explicit finite element method / Z. Yang, X. Deng, Z. Li // *Tribology International*. – 2019. – Vol. 129. - P. 214-231.

[4] Balyakin, V. B. Calculating Life Spans of Bearings Taking into Consideration the Wear and Failure of PTFE Cages / V. B. Balyakin, E. P. Zhilnikov, C. K. Pilla // *Journal of Friction and Wear*. – 2018. – Vol. 39, Issue 1. - P. 19-23.

[5] Курушин М. И. Долговечности по выкрашиванию и изломной прочности заклёпок текстолитового сепаратора подшипника трансмиссии вертолётa / М. И. Курушин, А. М. Курушин, Е. П. Жильников // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)*. - 2011. - № 1 (25). - С. 76-85.

[6] Коднер Д. С. Расчет толщин смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения / Д. С. Коднер, М. И. Курушин, И. Д. Ратнер // *Материалы совещания. Зубчатые передачи авиационных изделий*. – 1968. - Вып.1. – С 112-134.

[7] Patel U. A. Nonlinear vibration prediction of cylindrical roller bearing rotor system modeling for localized defect at inner race with finite element approach / U. A. Patel, B. S. Naik // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. – 2017. – Vol. 231, Issue 4. - P. 647-657.

[8] Курушин М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М. И. Курушин, В. Б. Бальякин, А. М. Курушин // *Известия СНЦ РАН*. - 2014. - Т. 16, №4. - С. 152-158.

[9] Kurushin M. I. Methods of controlling vibration in elastic systems with gear / M. Kurushin, V. Balyakin, S. Kurushin // *Procedia Engineering: 2th Conference Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2014)*. – 2015. - Vol. 106. - P. 192-201.

[10] Wang H. Nonlinear dynamic modeling of rotor system supported by angular contact ball bearings / H. Wang, Q. Han, D. Zhou // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2017. – Vol. 85. - P. 1.

[11] Balyakin V. B. Study of the influence of ring misalignment in rolling bearings on frictional torque and the fatigue life of supports / V. B. Balyakin, E. P. Zhilnikov, B. B. Kosenok, A. V. Lavrin // *Journal of Friction and Wear*. – 2017. – Vol. 38, Issue 1. - P. 7-12.

[12] Капица П. Л. Гидродинамическая теория смазки при качении / П. Л. Капица // *Журнал технической физики*. – 1955. – Т. XXV. - Вып. 4. - С. 152-159.

[13] Zhou C. Dynamics of drive axle system with effects of input torque / C. Zhou, Q. Wang, W. Ding, L. Gui, Z. Fan // *Jixie Gongcheng Xuebao / Journal of Mechanical Engineering*. – 2016. – Vol. 52, Issue 2. - P. 134-143.

METHOD OF CALCULATION DYNAMICS ROLLER BEARINGS PINION DIFFERENTIAL GEAR

**Mikhail I. Kurushin,
Venceslas B.A. Ossiala**

Samara National Research University
443086, Russia, Samara,
34, Moskovskoye shosse,
ossialav@ gmail.com

In this paper, the method of calculating the dynamics of roller bearings of satellites of differential turbo-screw reducers is briefly considered. The distribution of forces on the rolling elements is found and their durability on the contact stresses. Determines the thickness of the lubricant layers in the contacts of the rolling elements with the rings of with the separator jumpers, as well as in the contact of the separator with the centering surfaces of the bearing rings; determines the sliding speed in the contacts and, as a consequence, assess the danger of jamming.

Key words: Roller bearing; pinion; turbo-prop gearboxes; separator; hydrodynamic regime; the centrifugal force

References

- [1] Kurushin, M., Balyakin, V. and Ossiala, V. (2017), "Investigation of the Dynamics of Gear Systems with Consideration of a Pinion Support Flexibility", *Procedia Engineering*, vol. 176, pp. 25-36.
- [2] Leblanc, A., Nelias, D. and Defaye, C. (2009), "Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 325, issue 1-2, pp. 145-160.
- [3] Yang, Z., Deng, X. and Li, Z. (2019), "Numerical modeling of dynamic frictional rolling contact with an explicit finite element method", *Tribology International*, vol. 129, pp. 214-231.
- [4] Balyakin, V.B., Zhilnikov, E.P. and Pilla, C.K. (2018), "Calculating Life Spans of Bearings Taking into Consideration the Wear and Failure of PTFE Cages", *Journal of Friction and Wear*, vol. 39, issue 1, pp. 19-23.
- [5] Kurushin M.I., Kurushin A.M. and Zhilnikov E.P. (2011), "Serviceability of the rolling contact of rings and bending strength of textolite cage rivets of ball bearings in helicopter transmission", *Vestnik of the Samara State Aerospace University* ("Vestnik SSAU") academician S. P. Korolev (national research University), no. 1 (25), pp. 76-85.
- [6] Kogner, D.S., Kurushin, M.I. and Ratner, I.D. (1968), "Raschet tolshchin smazochnoy sloya v zubchatykh peredachakh I padshipnikakh kacheniya", *Materialy soveshchaniya. Zubchatye peredachi aviatsionnykh izdeliy*, vol. 1, pp. 112-134.
- [7] Patel, U.A. and Naik, B.S. (2017), "Nonlinear vibration prediction of cylindrical roller bearing rotor system modeling for localized defect at inner race with finite element approach", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 231, issue 4, pp. 647-657.
- [8] Kurushin, M.I. Balyakin, V.B. and Kurushin, A.M. (2014), "Eksperimental'nye issledavaniya pritsin vobuzhdeniya kolebaniy elementov nurbovintovogo dvigatelya s differentsial'nym reduktorom" [Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox], *Izvestiya Snc.RAN.*, vol. 16, no. 4, pp. 152-158 (in Russian).
- [9] Kurushin, M.I., Balyakin, V.B. and Kurushin, S.A. (2015), "Methods of controlling vibration in elastic systems with gear, 2th Conference Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2014), *Procedia Engineering*, vol. 106, pp.192-201.
- [10] Wang, H., Han, Q. and Zhou, D. (2017), "Nonlinear dynamic modeling of rotor system supported by angular contact ball bearings", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 85, pp. 1.
- [11] Balyakin, V.B., Zhilnikov, E.P., Kosenok, B.B. and Lavrin, A.V. (2017), "Study of the influence of ring misalignment in rolling bearings on frictional torque and the fatigue life of supports", *Journal of Friction and Wear*, vol. 38, issue 1, pp. 7-12.
- [12] Kapitsa, P.L. (1995), *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki pri kachenii*, Zhurnal tekhnicheskoy fiziki, vol. XXV, issue 4, pp. 152-159.
- [13] Zhou, C., Wang, Q., Ding, W., Gui, L. and Fan, Z. (2016), "Dynamics of drive axle system with effects of input torque", *Jixie Gongcheng Xuebao/Journal of Mechanical Engineering*, vol. 52, issue 2, pp. 134-143.