

*А.В. ГАЙДАМАКА*, к.т.н., профессор каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ"

## РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ НЕСКОРОСТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ

Предложен метод расчета вероятности безотказной работы тяжело нагруженных нескоростных роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора

**Ключевые слова:** подшипник, сепаратор, вероятность безотказной работы.

**Анализ публикаций.** Цилиндрические роликоподшипники, эксплуатируемые с радиальными и осевыми нагрузками, большими десятой части допустимой радиальной грузоподъемности, и частотами вращения, меньшими трети граничных, называют нескоростными тяжело нагруженными. Наиболее массовые нескоростные тяжело нагруженные цилиндрические роликоподшипники, применяемые в буксах колесных пар вагонов, имеют недостаточную надежность. Из возможных отказов их деталей контактно-усталостные повреждения по данным наблюдений, проведенных Украинской академией железнодорожного транспорта в 1998-2001 гг., составляют шестую часть от общего числа зарегистрированных дефектов [1].

Одним из основных направлений повышения ресурса подшипников при сохранении существующих габаритов является снижение контактных напряжений за счет увеличения количества тел качения [2]. Это требует изменения конструкции сепаратора и расчета надежности подшипника с учетом сопротивления усталости сепаратора. Однако указанного расчета в практике проектирования подшипников до сих пор не существует. Теоретических исследований кинематики и динамики деталей таких подшипников явно недостаточно [3, 4], а экспериментальные исследования [5-8] не в полной мере поясняют особенности функционирования сепараторов. Следовательно, возникает необходимость в разработке метода расчета вероятности безотказной работы тяжело нагруженных роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора.

**Цель исследования** – разработать метод расчета вероятности безотказной работы тяжело нагруженных нескоростных роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора.

**Основной материал.** Для достижения поставленной цели необходимо прежде решить задачу о расчете сепаратора на выносливость при изгибе.

С учетом установленной причины неравномерности движения роликов в зоне нагружения тяжело нагруженных нескоростных роликоподшипников и предложенного механизма передачи движения от роликов к сепаратору [4] анализируется качение ролика в средней части зоны нагружения подшипника и на выходе из нее при отсутствии проскальзывания роликов.

Качение ролика в средней части зоны нагружения подшипника описывается системой уравнений:

$$m\ddot{x}_c = F_{f_n}(\varphi) + F_{f_e}(\varphi) - F_{\sigma_n}(\varphi)\cos\beta_n - F_{\sigma_e}(\varphi)\cos\beta_e; \quad (1)$$

$$m\ddot{y}_c = mg + F_{\sigma_n}(\varphi)\sin\beta_n - F_{\sigma_e}(\varphi)\sin\beta_e; \quad (2)$$

$$I\ddot{\varphi}_c = [F_{f_{\text{н}}}(\varphi) - F_{f_{\text{в}}}(\varphi)] \cdot (D_w/2) - 2\kappa F_r(\varphi) - F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)h_{\text{н}} - F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)h_{\text{в}}; \quad (3)$$

$$(3/16)mD_w^2(\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = [F_{f_{\text{н}}}(\varphi) + F_{f_{\text{в}}}(\varphi) - F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)\cos\beta_{\text{н}} - F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)\cos\beta_{\text{в}}] \cdot S; \quad (4)$$

$$F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi) + F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi) = F_{\bar{\sigma}}(\varphi). \quad (5)$$

Решение системы (1)-(5) имеет вид:

$$F_{f_{\text{н}}}(\varphi) = (3/64)(mD_w^2/S)(\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - (2\kappa/D_w)F_r(\varphi) + F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)(0,5\cos\beta_{\text{н}} - (h_{\text{н}}/D_w)) + F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)(0,5\cos\beta_{\text{в}} - (h_{\text{в}}/D_w)),$$

$$F_{f_{\text{в}}}(\varphi) = (3/64)(mD_w^2/S)(\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) + (2\kappa/D_w)F_r(\varphi) + F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)(0,5\cos\beta_{\text{н}} - (h_{\text{н}}/D_w)) + F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)(0,5\cos\beta_{\text{в}} - (h_{\text{в}}/D_w)). \quad (6)$$

$$F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi) = (F_{\bar{\sigma}}(\varphi)\sin\beta_{\text{в}} + 0,5m\omega_{\text{в}}^2(D_0 - D_w) - mg) / (\sin\beta_{\text{н}} + \sin\beta_{\text{в}}),$$

$$F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi) = (F_{\bar{\sigma}}(\varphi)\sin\beta_{\text{н}} - 0,5m\omega_{\text{н}}^2(D_0 - D_w) + mg) / (\sin\beta_{\text{н}} + \sin\beta_{\text{в}}). \quad (7)$$

Качение ролика на выходе из зоны нагружения до начала проскальзывания по внутреннему кольцу описывается системой уравнений:

$$m\ddot{x}_c = F_{f_{\text{н}}}(\varphi) + F_{f_{\text{в}}}(\varphi) + mg\sin\varphi - F_c(\varphi) - F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)\cos\beta_{\text{н}} - F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)\cos\beta_{\text{в}} + 2F_r(\varphi)\sin\alpha_i; \quad (8)$$

$$m\ddot{y}_c = mg\cos\varphi + F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)\sin\beta_{\text{н}} - F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)\sin\beta_{\text{в}} + f \cdot F_c(\varphi); \quad (9)$$

$$I\ddot{\varphi}_c = [F_{f_{\text{н}}}(\varphi) - F_{f_{\text{в}}}(\varphi)] \cdot \frac{D_w}{2} - 2\kappa F_r(\varphi)\cos\alpha_i - F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)h_{\text{н}} - F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)h_{\text{в}} - 0,5D_w f_c F_c; \quad (10)$$

$$\frac{3}{16}mD_w^2(\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = [F_{f_{\text{н}}}(\varphi) + F_{f_{\text{в}}}(\varphi) + mg\sin\varphi - F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)\cos\beta_{\text{н}} - F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)\cos\beta_{\text{в}} + 2F_r(\varphi)\sin\alpha_i]S; \quad (11)$$

$$F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi) + F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi) = F_{\bar{\sigma}}(\varphi); \quad (12) \quad F_{f_{\text{в}}}(\varphi), F_r(\varphi), F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi), F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi), F_c(\varphi) \leq f_c N(\varphi), \quad (13)$$

где

$$N(\varphi) = mg\cos\varphi + F_{\bar{\sigma}_{\text{н}}}(\varphi)\sin\beta_{\text{н}} - F_{\bar{\sigma}_{\text{в}}}(\varphi)\sin\beta_{\text{в}} + F_r(\varphi)\cos\alpha_i.$$

Решение системы (8)-(13) имеет вид:

$$F_c(\varphi) = [mg(\cos\varphi + 0,5\sin\varphi) - (9/64)(mD_w^2/S)(\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - AC - DB + S - F_r(\varphi)(2\kappa/D_w\cos\alpha_i + \cos\alpha_i - \sin\alpha_i)] / f_c(D - C + 1,5) + 0,5, \quad (14)$$

где

$$A = F_{\bar{\sigma}}(\varphi)\sin\beta_{\text{в}} - mg\cos\varphi + 0,5m\omega_{\text{в}}^2(D_0 - D_w);$$

$$B = F_{\bar{\sigma}}(\varphi)\sin\beta_{\text{н}} + mg\cos\varphi - 0,5m\omega_{\text{н}}^2(D_0 - D_w);$$

$$C = \frac{(h_{\text{н}}/D_w) + 0,5\cos\beta_{\text{н}}}{\sin\beta_{\text{н}} + \sin\beta_{\text{в}}}; \quad D = \frac{(h_{\text{в}}/D_w) + 0,5\cos\beta_{\text{в}}}{\sin\beta_{\text{н}} + \sin\beta_{\text{в}}}; \quad S = \frac{A\sin\beta_{\text{н}} - B\sin\beta_{\text{в}}}{\sin\beta_{\text{н}} + \sin\beta_{\text{в}}}.$$

С учетом гипотезы о равенстве сил взаимодействия сепаратора с роликами на входе и выходе из зоны радиального нагружения подшипника при равномерном его вращении предлагается расчетная модель сепаратора (рисунок 1).

На основе расчетной модели сепаратора производится оценка его выносливости с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов, задаваемых коэффициен-

том нагрузки. Коэффициент нагрузки включает коэффициенты ударного взаимодействия роликов с сепаратором  $K_V$ , концентрации нагружения сепаратора  $K_F$ , концентрации напряжений в сепараторе  $K_\sigma$ . Таким образом, проверочный расчет сепаратора на сопротивление усталости при изгибе по допустимым напряжениям имеет вид:

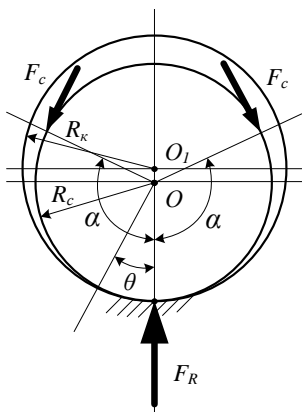


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на сепаратор (расчетная модель сепаратора)

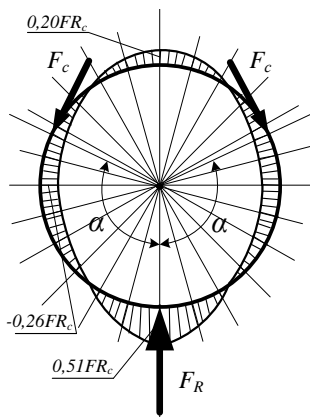


Рисунок 2 – Эпюра изменения изгибающего момента в сепараторе

$$\sigma_F = \frac{M(\theta)}{W} \cdot K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma \leq [\sigma_F]. \quad (15)$$

Допускаемые напряжения в сепараторе от циклического изгиба определяются как

$$[\sigma_F] = \bar{\sigma}_{F0} / S_F, \quad (16)$$

где  $\bar{\sigma}_{F0}$  – экспериментально определяемый предел выносливости сепаратора от средних изгибающих нагрузок;  $S_F$  – рекомендуемый коэффициент безопасности.

Величина  $M(\theta)$  определяется для двух участков кольца сепаратора: при  $0 \leq \Theta \leq \alpha$

$$M(\Theta) = -F_c R_c \sin \alpha \sin \Theta - ((F_c R_c \cos \Theta) / \pi) (\sin^3 \alpha + \pi \cos \alpha - \alpha \cos \alpha + \sin \alpha \cos^2 \alpha) + ((F_c R_c) / \pi) (\pi - \alpha + \sin \alpha), \quad (17)$$

при  $\alpha \leq \Theta \leq \pi$

$$M(\Theta) = -F_c R_c \{ (\sin^2 \alpha - \cos \alpha \cos \Theta + \cos^2 \alpha) + (\cos \Theta / \pi) (\sin^3 \alpha + \pi \cos \alpha - \alpha \cos \alpha + \sin \alpha \cos^2 \alpha) - (1/\pi) (\pi - \alpha + \sin \alpha) \}. \quad (18)$$

Коэффициент динамичности ударного взаимодействия роликов с сепаратором определяется на основе приближенного расчета, коэффициент концентрации нагружения сепаратора при перекосе – с учетом гипотезы о прямо пропорциональной зависимости между напряжениями и контактными деформациями, концентрация напряжений в сепараторе рассчитывается методом конечных элементов.

Вероятность безотказной работы подшипника представляется произведением соответствующих вероятностей по контактно-усталостным повреждениям и усталостного разрушения сепаратора

$$P = P_L \cdot P_F. \quad (19)$$

Квантиль нормального распределения  $u_{pL}$  вероятности безотказной работы

подшипника и соответствующий запас  $\bar{n}_L$  по контактно-усталостным повреждениям от средних нагрузок определяются известными выражениями [11]:

$$u_{pL} = -\frac{\bar{n}_L - 1}{\sqrt{\bar{n}_L^2 \cdot v_c^2 + v_p^2}}, \quad \bar{n}_L = \frac{\bar{c}}{p \cdot L^{1/p}}. \quad (20)$$

Квантиль нормального распределения  $u_{pF}$  вероятности безотказной работы подшипника и соответствующий запас  $\bar{n}_{F0}$  по усталостному разрушению сепаратора от действия средних нагрузок предлагается определять как:

$$u_{pF} = -\frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 \cdot v_\sigma^2 + v_\Sigma^2}}, \quad \bar{n}_F = \frac{\bar{\sigma}_{F0}}{\sigma_F}, \quad (21)$$

где  $\sigma_F = \frac{M}{W} \cdot K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma$ .

Коэффициенты вариации от напряжений изгиба и факторов нагружения определяются выражением

$$v_\Sigma = \sqrt{v_F^2 + v_V^2}; \quad v_F = S_F / \bar{K}_F; \quad v_V = S_V / \bar{K}_V; \quad v_\sigma = S_\sigma / \bar{\sigma}_{F0}, \quad (22)$$

где

$$S_F = (K_{F\max} - K_{F\min}) / 6; \quad \bar{K}_F = 0,5(K_{F\min} + K_{F\max}); \\ S_V = (K_{V\max} - K_{V\min}) / 6; \quad K_V = 0,5(K_{V\min} + K_{V\max}); \quad S_\sigma = (\sigma_{F0\max} - \sigma_{F0\min}) / 6. \quad (23)$$

### Выводы:

1. Предложена расчетная модель сепаратора с учетом разработанных моделей кинематики и динамики деталей тяжело нагруженных цилиндрических роликоподшипников.

2. Предложена методика определения коэффициента нагрузки сепаратора роликоподшипников, включающего коэффициент динамичности ударного взаимодействия роликов с сепаратором, коэффициент концентрации нагружения сепаратора, коэффициент концентрации напряжений в сепараторе.

3. Разработан метод расчета сепаратора роликоподшипников на выносливость при изгибе с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов

4. Разработан метод расчета вероятности безотказной работы тяжело нагруженных цилиндрических роликоподшипников с учетом сопротивления усталости сепаратора.

**Список литературы:** 1. Мельничук В.А., Донченко А.В., Мартынов И.Э. К вопросу повышения надежности буксовых узлов с подшипниками качения // *Залізничний транспорт України*. – 2002. – №5. – С.34-37. 2. Волков Н.Н., Родзевич Н.В. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов. – М.: Машиностроение, 1972. – 168с. 3. Андриевский В.Г. Влияние зазоров в гнездах сепараторов на работу деталей подшипника качения / В.Г. Андриевский, А.В. Гайдамака, С.М. Шнырь // *Подшипниковая промышленность*. – 1983. – №2. – С.3-9. 4. Гайдамака А.В. О причинах появления сил между телами качения и сепаратором в подшипниках / А.В. Гайдамака // *Зб. наук. праць УкрДАЗТ*. – 2003. – Вип.54. – С.111-116. 5. Волков П.Д. К вопросу исследования работы сепараторов подшипников качения, нагруженных осевыми силами / П.Д. Волков. – М.: ОНТИ. – 1957. – С.24-30. 6. Аверин Н.А. Исследование нагруженности буксовых подшипников локомотивов при эксплуатации с повышенными осевыми нагрузками: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Н.А. Аверин. – М., 1982. – 19с. 7. Акбаев Б.З. Некоторые итоги экспериментального исследования работы сепараторов цилиндрических роликоподшипников локомотивов / Б.З. Акбаев, Р.М. Девин // *Подшипниковая промышленность*. – 1969. – №3.

– С.10. **8. Лосев А.В.** Исследование работы сепараторов железнодорожных роликовых подшипников при высоких скоростях движения: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / *А.В. Лосев*. – М., 1972. – 21с. **9. Шавишивили А.Д.** Исследование работоспособности подшипников качения букс вагонов, предназначенных для эксплуатации со скоростями движения до 200км/ч: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.07.22 / *А.Д. Шавишивили*. – М., 1981. – 23с. **10. Цюренко В.Н., Петров В.А.** Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов. – М.: Транспорт, 1982. – 96с. **11. Рещетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.** Надежность машин. – М.: Высш. школа, 1988. – 239с.

*Поступила в редколлегию 12.03.2013*

УДК 621.822

**Расчет вероятности безотказной работы тяжело нагруженных нескоростных цилиндрических роликоподшипников / А.В. Гайдамака** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.35-39. – Бібліогр.: 11 назв.

Запропоновано метод розрахунку ймовірності безвідказної роботи важконавантажених нешвидкісних роликопідшипників з урахуванням опору втомі сепаратора

**Ключові слова:** підшипник, сепаратор, ймовірність безвідказної роботи.

The method of calculation of probability of no-failure operation of hard loaded not high-speed roller bearings taking into account resistance of fatigue of a separator is offered.

**Keywords:** bearing, separator, probability of no-failure operation.

УДК 621.833.01

**В.Л. ДОРОФЕЕВ**, д.т.н., проф., главный научный сотрудник ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия;

**В.В. ГОЛОВАНОВ**, начальник отдела авиационных приводов ЦИАМ им. П.И. Баранова;

**Д.В. ДОРОФЕЕВ**, к.т.н., программист отдела авиационных приводов ЦИАМ им. П.И. Баранова

## **СИСТЕМА МОДЕЛИРОВАНИЯ "AEROFLANK" & ПРЯМОЙ СИНТЕЗ ИЗНОСОСТОЙКИХ И МАЛОШУМНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Износ профиля зубьев высокоскоростных зубчатых колес имеет место на головках и ножках зубьев. Околополосная зона таких колес изнашивается незначительно. Показано, что использование системы прямого синтеза зубчатых передач "AEROFLANK" позволяет: 1. найти такую линию профиля, при которой зубья контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления; 2. в несколько раз уменьшить мощность, затрачиваемую на генерацию вибраций; 3. уменьшить контактные и изгибные напряжения.

**Ключевые слова:** зубчатые колеса, синтез, износ.

**Введение.** После полной выработки заданного ресурса зубчатых передач авиационного двигателя почти на всей активной поверхности зубьев авиационных колес видны следы механической обработки. Наличие следов механической обработки свидетельствует о том, что толщина масляной пленки на этих участках превышает высоту микронеровностей. Разрушение контактной поверхности наблюдается только на ножках и головках зубьев, где имеет место вход зубьев в зацепление и выход из него (рисунок 1). На ножках ведомого колеса износ проявляется как микропиттинг, а на головках как ограниченное задание. Анализ показывает, что причиной износа является не только повышенное скольжение эвольвентных профилей зубьев, что согласуется с теорией геометрии зубчатых передач [1], но и высокий уровень контактных давлений, связанный с малым радиусом кривизны кромки зубьев.

© В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев, 2013