

УДК 621.822.8:629.4.027.5

А. В. ГАЙДАМАКА^{1*}

^{1*}Каф. «Детали машин и прикладная механика», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Фрунзе, 21, Харьков, Украина, 61002, тел. +38 (057) 707 64 55, эл. почта gaydamaka_av@mail.ua, ORCID 0000-0002-6952-4086

МОДЕЛИ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Цель. Отсутствие моделей кинематики и несовершенство известных моделей динамики роликоподшипников букс железнодорожного подвижного состава не позволяет проектировать оптимальные конструкции сепараторов, обеспечивающих требуемую долговечность и надежность подшипниковых узлов колесных пар вагонов и локомотивов. Поэтому в работе необходимо провести исследования кинематики и динамики роликоподшипников букс вагонов и локомотивов, а также построить модели взаимодействия их деталей для создания аналитического метода расчета сепараторов. **Методика.** Поставленная цель достигнута за счет построения моделей кинематики идеального (без зазоров) и реального (с учетом зазоров, погрешностей изготовления и монтажа) подшипников, обоснования механизма передачи движения от роликов к сепаратору, построения моделей динамики качения роликов, исследования сил взаимодействия роликов с сепаратором. **Результаты.** Установлено, что кинематику идеального подшипника определяют контактные деформации роликов и колец, а кинематика реального подшипника зависит преимущественно от боковых зазоров в окнах сепаратора. На основе исследований кинематики реального подшипника построены модели динамики взаимодействия роликов с сепаратором. Проведенные исследования кинематики и динамики подшипников качения изменили представления о них как о планетарном механизме, объяснили причину нагружения сепаратора, подтвердили возможность их разрушения в эксплуатации. **Научная новизна.** Впервые предложен механизм передачи движения от роликов к сепаратору роликоподшипников, состоящий в том, что боковой зазор в окне сепаратора уменьшается постепенно – кратно количеству роликов зоны радиального нагружения по мере перемещения сепаратора. Усовершенствованы модели динамики роликоподшипников, позволяющие рассчитать силы взаимодействия деталей для любых режимов эксплуатации. **Практическая значимость.** Использование предложенных моделей кинематики и динамики роликоподшипников позволит разработать метод аналитического расчета сепаратора для выбора его оптимальной конструкции по критерию максимальной долговечности и надежности подшипникового узла колесных пар железнодорожного подвижного состава.

Ключевые слова: сепараторы; ролики; подшипники; зоны радиального нагружения; кинематика; динамика; силы взаимодействия

Введение

Безопасность эксплуатации железнодорожного подвижного состава в значительной мере зависит от надежности буксовых узлов колесных пар [5, 6]. Однако, у роликоподшипников букс вагонов в эксплуатации наблюдаются усталостные разрушения сепараторов [2].

До сих пор проектирование рамных конструкций сепараторов подшипников качения основывается на выборе их геометрических параметров по эмпирическим формулам, таблицам и графикам [7]. Проверочные расчеты прочности и жесткости сепараторов выполняются с использованием численных методов и экспериментально определенных нагрузок, что иногда связано со значительными материальными

затратами. Поэтому актуальным является разработка аналитического метода расчета сепаратора подшипников качения. Аналитический метод расчета сепаратора должен основываться на информации, во-первых, о точках приложения сил к его конструкции, во-вторых, о направлении действия сил, и, в-третьих, о величинах сил. Точки приложения сил к сепаратору и направления их действия могут быть выяснены на основе исследования кинематики подшипников, а величины сил определяются по результатам исследования динамики. Таким образом, исследования кинематики и динамики роликоподшипников букс вагонов и локомотивов являются необходимым этапом в разработке аналитического метода расчета сепаратора.

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ

Цель

Цель работы – исследования кинематики и динамики роликоподшипников букс вагонов и локомотивов и построение моделей взаимодействия деталей.

Методика

Поставленная цель достигается за счет построения моделей кинематики идеального (без зазоров) и реального (с учетом зазоров, погрешностей изготовления и монтажа) подшипников, обоснования механизма передачи движения от роликов к сепаратору, построения моделей динамики качения роликов, исследования сил взаимодействия роликов с сепаратором.

Кинематика подшипников. В известных публикациях [1, 2, 8–13] по работоспособности подшипников исследования кинематики деталей отсутствуют.

Анализ угловой скорости роликов $\omega'_{p\gamma}$ в зоне радиального нагружения идеального подшипника показал, что причиной изменения их скорости, а значит и скорости сепаратора, являются деформации δ_n и δ_e в контакте с наружным и внутренним кольцами

$$\omega'_{p\gamma} = \frac{\omega_e \cdot d_e (D_w - \delta_3 \cos \gamma_i)}{2 (d_e + D_w - 2\delta_e \cos \gamma_i) (D_w - 2(\delta_3 + \delta_e) \cos \gamma_i)}, \quad (1)$$

где ω_e – угловая скорость подшипника; D_w – диаметр ролика; d_e – диаметр внутреннего кольца; γ_i – угловое положение i -го ролика.

Бóльшие контактные деформации ролика в центре зоны радиального нагружения, чем по краям, обуславливают его надавливание на перемычку сепаратора идеального подшипника, ускоряя движение сепаратора. Надавливание тем большее, чем больше нагрузка на подшипник. Иллюстрацией этого вывода являются расчеты угловой скорости ролика в зоне радиального нагружения ψ (рис. 1) для цилиндрического роликоподшипника типа 2 726, применяемого в буксах вагонов (частота вращения подшипника $n_e = 1\,000 \text{ мин}^{-1}$, радиальная нагрузка на подшипник $F_r = 30 \dots 50 \text{ кН}$).

Таким образом, причина изменения скорости сепаратора идеального роликоподшипника обу-

словлена контактными деформациями роликов и колец от внешнего радиального нагружения.

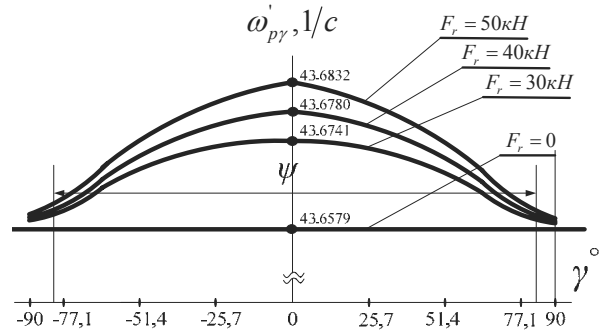


Рис. 1. Расчетная угловая скорость роликов и сепаратора идеального подшипника

Fig. 1. Calculated angular speed of roller and cage of ideal bearing

Основная причина изменения скорости сепаратора в зоне радиального нагружения неидеального подшипника (рис. 2) установлена путем сопоставления разницы перемещений ролика, обусловленных совокупным влиянием конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

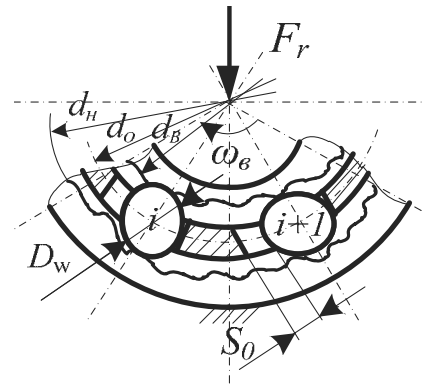


Рис. 2. Фрагмент зоны радиального нагружения подшипника

Fig. 2. Fragment of the area of bearing radial loading

Факторы конструктивные: боковой зазор в окне сепаратора S_0 (определяется конструкцией) и неточности геометрических размеров деталей ΔS_1 (определяются математической моделью); факторы технологические: ошибки сборки подшипникового узла ΔS_2 (определяются статистическими исследованиями); факторы эксплуатационные: контактные деформации деталей ΔS_3 (определяются формулами

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ

Герца) и повороты роликов при перекосе колец ΔS_4 (определяются конструкцией подшипника).

Расчеты перемещений ролика, обусловленных вышеуказанными факторами, выполнено автором [3] на примере роликоподшипника типа 2 726 с боковым зазором в окнах сепаратора $S_0 = 0,8$ мм при $F_r = 50$ кН. Установлено, что $\Delta S_1 \leq 0,33$ мкм, $\Delta S_2 \leq 1$ мкм, $\Delta S_3 \leq 5$ мкм, $\Delta S_4 = 0,258$ мм, причем всегда справедливо условие $\Delta S_4 < S_0$ для обеспечения свободного перемещения ролика, и поэтому $S_0 = (2 \dots 3) \Delta S_{\Sigma}$, где $\Delta S_{\Sigma} = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 + \Delta S_4$.

Следовательно, основной причиной изменения скорости сепаратора, передачи движения от роликов к сепаратору и нагружения сепаратора в зоне радиального нагружения неидеального подшипника являются боковые зазоры в окнах сепаратора.

По результатам исследования причин изменения скорости сепаратора в зоне радиального нагружения неидеального подшипника предложен механизм передачи движения от роликов к сепаратору, который поясняется схемой на рис. 3.

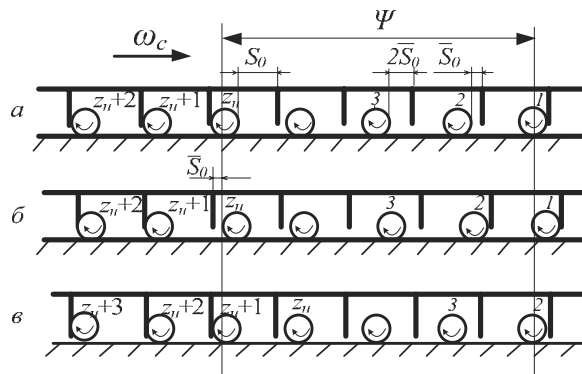


Рис. 3. Схематическое представление механизма передачи движения от роликов к сепаратору в зоне радиального нагружения подшипника

Fig. 3. Schematic representation of motion transmission mechanism from the roller to the cage in the area of radial loading of bearing

В исходном положении (рис. 3, а) все ролики (1, 2, ..., z_n) зоны радиального нагружения ψ имеют одинаковую скорость. Ролик 1, выходя из зоны нагружения, теряет тяговую способность и останавливается вместе с сепаратором. Ролик 2 вместе с остальными роликами перемещается на расстояние \bar{S}_0 и становится тяговым (рис. 3, б),

то есть перемещает сепаратор с группой роликов $z_n + 1, z_n + 2$, и так далее, которые находятся вне зоны нагружения. Тяговая способность ролика 2 сохраняется до момента, когда он займет положение ролика 1 (рис. 3, в). Потом цикл «нагружение-перемещение-остановка» сепаратора повторится роликом 3, и так далее с постепенным уменьшением бокового зазора S_0 между перемычкой и роликом z_n .

Упорядоченный характер движения роликов в подшипнике подтверждается экспериментальным исследованием кинематики американскими учеными с помощью скоростной киносъемки и фотоупругих покрытий на сепараторе [1]. Установлено, что на входе в зону нагружения подшипника ролик касается задней перемычки, в середине – ролик располагается между перемычками, на выходе – ролик находится у передней перемычки.

Таким образом, кинематику деталей реального подшипника в зоне радиального нагружения определяют боковые зазоры в окнах сепаратора, а предложенный механизм передачи движения от роликов к сепаратору поясняет процедуру появления, реализации и потери тяговой способности роликов.

Динамика подшипников. Модели динамики подшипника представлены плоским качением роликов в средней части (рис. 4) и на выходе из зоны ψ нагружения подшипника (рис. 5) при отсутствии проскальзывания с учетом предложенного механизма передачи движения от роликов к сепаратору.

Динамика качения ролика на входе в зону ψ нагружения подшипника предполагается такой же, как на ее выходе.

Ролик, ведомый силой трения качения $F_{f\beta}$ с внутренним кольцом в средней части зоны нагружения (рис. 4), встречает сопротивление силы трения качения $F_{f\beta}$ со стороны наружного кольца и моментов трения соответственно $2\kappa(F_{r3} + F_{r6})$, $F_{\beta}(D_w - h_{\beta})$ от составляющих радиального нагружения F_r и от составляющих осевого нагружения F_a . На выходе из зоны нагружения (рис. 5) дополнительно появляются силы сопротивления движению ролика со стороны сепаратора – F_c и $f \cdot F_c$.

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ

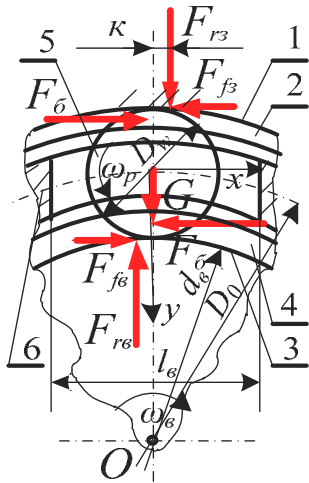


Рис. 4. Модель динаміки підшипника в середній частині зони радіального навантаження:

- 1 – зовнішнє кільце; 2 – борт зовнішнього кільця;
- 3 – внутрішнє кільце; 4 – борт внутрішнього кільця;
- 5 – ролик; 6 – сепаратор

Fig. 4. Dynamics model of bearing in the middle of radial loading area:

- 1 – external ring; 2 – border of external ring; 3 – internal ring;
- 4 – border of internal ring; 5 – roller; 6 – cage

– уравнения качения ролика в средней части зоны нагружения без проскальзывания

$$m \ddot{x}_c = F_{fn}(\varphi) + F_{f\sigma}(\varphi); \tag{9}$$

$$m \ddot{y}_c = F_{rn}(\varphi) - F_{r\sigma}(\varphi) + G; \tag{10}$$

$$I \ddot{\varphi}_c = [F_{f\sigma}(\varphi) - F_{fn}(\varphi)] \frac{D_w}{2} - \kappa [F_{rn}(\varphi) + F_{r\sigma}(\varphi)] - F_{\sigma}(\varphi) (D_w - h_{\sigma}); \tag{11}$$

$$\frac{3}{16} m D_w^2 (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = G (\cos \varphi_0 - \cos \varphi) \frac{D_0}{2} + 2F_{f\sigma}(\varphi) S_1 - \frac{2\kappa}{D_w} [F_{rn}(\varphi) + F_{r\sigma}(\varphi)] S_1 - F_{\sigma}(\varphi) (D_w - h_{\sigma}) \frac{2S_1}{D_w}; \tag{12}$$

– решение системы уравнений (9) – (12):

$$F_{rn}(\varphi^*) = F_{r\sigma}(\varphi^*) + m \omega^2 \frac{D_0}{2} - G. \tag{13}$$

$$F_{fn}(\varphi^*) = \frac{m D_w^2}{32S_1} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - \frac{D_0 G}{12S_1} (\cos \varphi_0 - \cos \varphi^*) - \frac{\kappa}{D_w} \left(2F_{r\sigma}(\varphi^*) + m \omega_{p1}^2 \frac{D_0}{2} - G \right) - \frac{F_{\sigma}(\varphi^*)}{D_w} (D_w - h_{\sigma}). \tag{14}$$

$$F_{f\sigma}(\varphi^*) = \frac{3m D_w^2}{32S_1} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - \frac{D_0 G}{4S_1} (\cos \varphi_0 - \cos \varphi^*) +$$

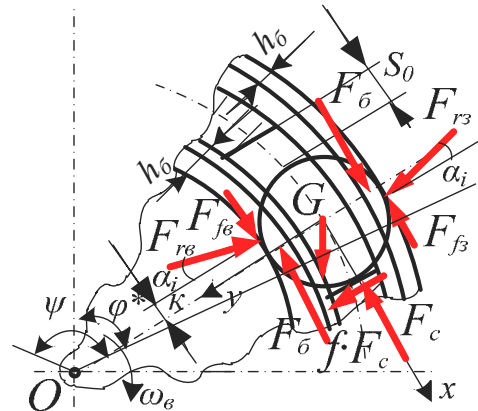


Рис. 5. Модель динаміки підшипника на виході з зони радіального навантаження

Fig. 5. Dynamics model of bearing at the output from the radial loading area

Качение роликов в средней части зоны ψ нагружения (рис. 4) подшипника и на выходе из нее (рис. 5) описывается следующими дифференциальными уравнениями:

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ

$$+ \frac{\kappa}{D_w} \left(2F_{re}(\varphi^*) + m \omega_{p1}^2 \frac{D_0}{2} - G \right) + \frac{F_{\sigma}(\varphi^*)}{D_w} (D_w - h_{\sigma}); \quad (15)$$

– уравнения качения ролика на выходе из зоны нагружения подшипника до проскальзывания

$$m \ddot{x}_c = F_{fH}(\varphi) + F_{f\sigma}(\varphi) + G \sin \varphi - F_c(\varphi) + 2F_{re}(\varphi) \sin \alpha_i; \quad (16)$$

$$m \ddot{y}_c = G \cos \varphi + [F_{rH}(\varphi) - F_{re}(\varphi)] \cos \alpha_i + f_c F_c(\varphi); \quad (17)$$

$$I \ddot{\varphi}_c = [F_{f\sigma}(\varphi) - F_{fH}(\varphi)] \frac{D_w}{2} - \kappa [F_{re}(\varphi) + F_{rH}(\varphi)] \cos \alpha_i - F_{\sigma}(\varphi) (D_w - h_{\sigma}) - f_c F_c(\varphi) \frac{D_w}{2}; \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \frac{3}{16} m D_w^2 (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = G (\cos \varphi'_0 - \cos \varphi') \frac{D_0}{2} + 2F_{f\sigma}(\varphi) S_2 - \frac{2\kappa S_2}{D_w} [F_{rH}(\varphi) + F_{re}(\varphi)] \cos \alpha_i - \\ - F_{\sigma}(\varphi) (D_w - h_{\sigma}) \frac{2S_2}{D_w} + 2F_{re}(\varphi) S_2 \sin \alpha_i - F_c(\varphi) S_2; \quad (19) \end{aligned}$$

$$F_{fH}(\varphi) \leq f_p N(\varphi), \text{ где } N(\varphi) = F_{re}(\varphi) \cos \alpha_i - G \cos \varphi' - F_c(\varphi) f_c; \quad (20)$$

– решение системы уравнений (16) – (20):

$$\begin{aligned} F_c(\varphi^*) \leq \frac{1}{\left(\frac{\kappa f_c}{D_w} + f_p f_c - \frac{2}{3} f_c + 0,5 \right)} \left[f_p (F_{re}(\varphi^*) \cos \alpha_i - G \cos \varphi^*) - \frac{m D_w^2}{32 S_2} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) + \right. \\ \left. + \frac{G D_0}{12 S_2} (\cos \varphi'_0 - \cos \varphi^*) + \frac{G}{3} \sin \varphi' + F_{re}(\varphi^*) \sin \alpha_i + \frac{F_{\sigma}(\varphi^*)}{D_w} (D_w - h_{\sigma}) + \right. \\ \left. + \frac{\kappa}{D_w} \left(2F_{re}(\varphi^*) \cos \alpha_i + \frac{m \omega_{p1}^2 D_0}{2} - G \cos \varphi^* \right) \right]. \quad (21) \end{aligned}$$

$$F_{rH}(\varphi^*) = F_{re}(\varphi^*) + \frac{m \omega_{p1}^2 D_0}{2 \cos \alpha_i} - \frac{G \cos \varphi^*}{\cos \alpha_i} - \frac{f_c F_c(\varphi^*)}{\cos \alpha_i}; \quad (22)$$

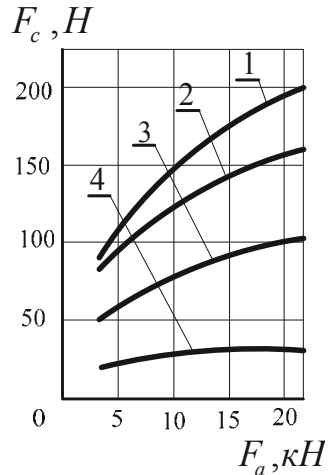
$$\begin{aligned} F_{fH}(\varphi^*) = \frac{m D_w^2}{32 S_2} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - \frac{\kappa}{D_w} \left(2F_{re}(\varphi^*) \cos \alpha_i + m \omega_{p1}^2 \frac{D_0}{2} - G \cos \varphi^* - f_c F_c(\varphi^*) \right) - \\ - \frac{G}{3} \sin \varphi^* - F_{re}(\varphi^*) \sin \alpha_i - \frac{F_{\sigma}(\varphi^*)}{D_w} (D_w - h_{\sigma}) - \frac{G D_0}{12 S_2} (\cos \varphi'_0 - \cos \varphi^*) + \frac{F_c(\varphi^*)}{2} \left(1 - \frac{4}{3} f_c \right). \quad (23) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{f\sigma}(\varphi^*) = \frac{3m D_w^2}{32 S_2} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) + \frac{\kappa}{D_w} \left(2F_{re}(\varphi^*) \cos \alpha_i + m \omega_{p1}^2 \frac{D_0}{2} - G \cos \varphi^* - f_c F_c(\varphi^*) \right) - \\ - F_{re}(\varphi^*) \sin \alpha_i + \frac{F_{\sigma}(\varphi^*)}{D_w} (D_w - h_{\sigma}) - \frac{G D_0}{4 S_2} (\cos \varphi'_0 - \cos \varphi^*) + \frac{F_c(\varphi^*)}{2}. \quad (24) \end{aligned}$$

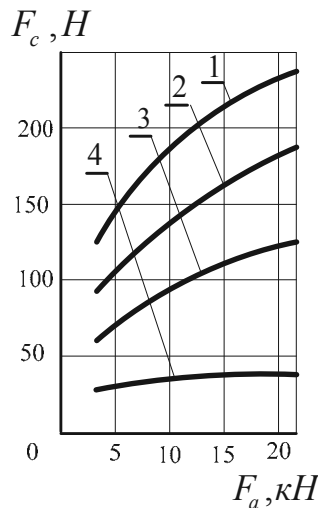
МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ

Результаты расчета сил F_c взаимодействия ролика с перемычкой сепаратора на примере роликоподшипника типа 2 726 по выражению (21) приведено на рис 6.

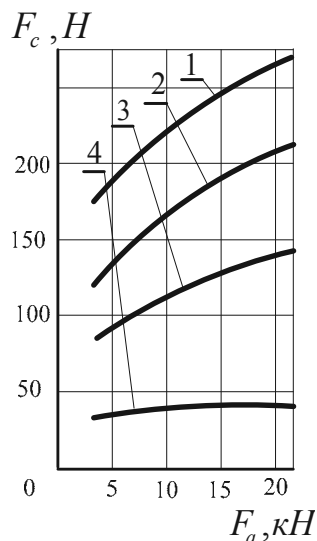
a – a



б – б



в – в



г – д

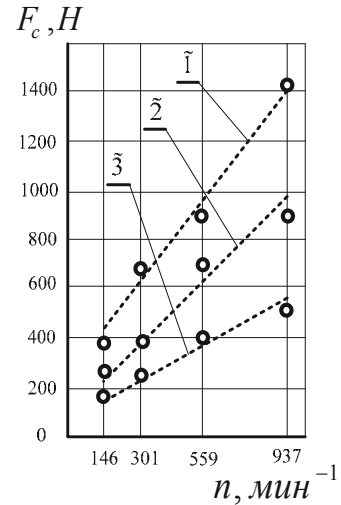


Рис. 6. Силы взаимодействия ролика с латунным сепаратором:

a, б, в – расчетные значения соответственно для $F_r = 30$ кН, $F_r = 40$ кН, $F_r = 50$ кН ($1 - \varphi^* = 60^\circ$; $2 - \varphi^* = 61^\circ$; $3 - \varphi^* = 62^\circ$; $4 - \varphi^* = 63^\circ$, где φ^* – угол, определяющий начало проскальзывания ролика); *г* – экспериментальные ($\tilde{1} - F_a = 15$ кН; $\tilde{2} - F_a = 10$ кН; $\tilde{3} - F_a = 5$ кН)

Fig. 6. Interaction forces of the roller with brass cage: *a, b, c* are the calculation values respectively for $F_r = 30$ kN, $F_r = 40$ kN, $F_r = 50$ kN ($1 - \varphi^* = 60^\circ$; $2 - \varphi^* = 61^\circ$; $3 - \varphi^* = 62^\circ$; $4 - \varphi^* = 63^\circ$, where φ^* is the angle determining the beginning of the roller slip); *d* – are the experimental ones ($\tilde{1} - F_a = 15$ kN; $\tilde{2} - F_a = 10$ kN; $\tilde{3} - F_a = 5$ kN)

Таким образом, разработанные модели динамики системы сепаратор-ролики цилиндрического роликоподшипника опорных узлов колесных пар вагонов адекватно отражают механические процессы взаимодействия деталей, что подтверждается близостью расчетных (рис. 6, *a, б, в*) и экспериментально определенных [4] сил (рис. 6, *г*).

Результаты

Установлено, что кинематику идеального подшипника определяют контактные деформации роликов и колец, а кинематика реального подшипника зависит преимущественно от боковых зазоров в окнах сепаратора. На основе кинематики реального подшипника построены модели динамики взаимодействия роликов с сепаратором в средней части зоны радиального нагружения и на выходе из нее.

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ

Научная новизна и практическая значимость

Впервые предложен механизм передачи движения от роликов к сепаратору роликоподшипников, состоящий в том, что боковой зазор в окне сепаратора уменьшается постепенно – кратно количеству роликов зоны радиального нагружения по мере перемещения сепаратора в зоне радиального нагружения.

Использование предложенных моделей кинематики и динамики роликоподшипников позволит разработать метод аналитического расчета сепаратора для выбора его оптимальной конструкции по критерию максимальной долговечности и надежности подшипникового узла колесных пар железнодорожного подвижного состава.

Выводы

1. Проведенные исследования кинематики подшипников изменили представления о них как о планетарном механизме, в котором внутреннее и наружное кольца, сепаратор и тела качения выполняют функцию соответственно центральных колес, водила и сателлитов.

2. Предложенный механизм передачи движения от роликов к сепаратору подшипников подтвердил факт нагруженности сепаратора, выявил причину нагружения его конструкции и пояснил характер неравномерного движения сепаратора.

3. На основе разработанных моделей динамики деталей подшипника в зоне его радиального нагружения появилась возможность расчета сил взаимодействия сепаратора с роликами и аналитического определения его напряженно-деформированного состояния для выбора оптимальной конструкции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Аверин, Н. А. Исследования нагруженности полиамидных сепараторов для буксовых подшипников методом конечных элементов / Н. А. Аверин, О. А. Русанов, С. Г. Иванов // Вестн. ВНИИЖТа. – 2007. – № 3. – С. 24–29.
2. Гайдамака, А. В. Роликоподшипники буксов вагонов и локомотивов: моделирование и усовершенствование : монография / А. В. Гайдамака. – Х. : Изд-во «Курсор», 2011. – 320 с.
3. Гайдамака, А. В. О причинах появления сил между телами качения и сепаратором в подшипниках / А. В. Гайдамака // Зб. наук. пр. УкрДАЗТ. – Х., 2003. – Вип. 54. – С. 111–116.
4. Лосев, А. В. Силовое взаимодействие элементов цилиндрического роликового подшипника / А. В. Лосев // Тр. ВНИИЖТа. – М., 1975. – Вып. 540. – С. 63–67.
5. Михайліченко, П. Є. Характер та величина зносу деталей пресового з'єднання буксового вузла вагонів / П. Є. Михайліченко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2005. – Вип. 6. – С. 92–101.
6. Подшипниковые узлы современных машин и приборов : энциклопед. справ. / под общ. ред. В. Б. Носова. – М. : Машиностроение, 1997. – 640 с.
7. Симсон, Э. А. Расчет напряженно-деформированного состояния сепаратора подшипника качения / Э. А. Симсон, В. В. Овчаренко, Ю. А. Шевчук // Вестн. НТУ «ХПИ». – Х., 2010. – Вип. 37. – С. 142–145.
8. Усовершенствование системы контроля нагрева буксов пассажирского вагона / В. И. Приходько, О. А. Шкабров., С. Г. Игнатов и др. // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2005. – Вип. 7. – С. 57–60.
9. Fujiwara, H. Dynamic Analysis of Needle Roller Bearings in Connecting Rod Big-End Applications / H. Fujiwara, T. Kobayashi // NTN Technical Review. – 2001. – № 69. – P. 89–96.
10. Gupta, P. K. Advanced Dynamics of Rolling Elements / P. K. Gupta. – New York : Springer-Verlag, 1984. – 340 p.
11. Harris, T. Rolling bearing analysis / T. Harris. – New York : Wiley, 2006. – 760 p.
12. Kakuta, K. Generating Mechanism of Forces Acting on Retainer of Ball Bearings Supporting Unbalanced Rotating Shaft / K. Kakuta, T. Kohno, H. Ota // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. – 1996. – № 62-600. – P. 3210–3215.
13. Sakaguchi, T. Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings / T. Sakaguchi, K. Harada // Proc. ASIATRIB. – Kanazawa, 2006. – P. 649–650.

А. В. ГАЙДАМАКА^{1*}

^{1*}Каф. «Деталі машин та прикладна механіка», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Фрунзе, 21, Харків, Україна, 61002, тел. +38 (057) 707 64 55, ел. пошта gaydamaka_av@mail.ua, ORCID 0000-0002-6952-4086

МОДЕЛІ КІНЕМАТИКИ ТА ДИНАМІКИ ЦИЛІНДРИЧНИХ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Мета. Відсутність моделей кінематики й недосконалість відомих моделей динаміки роликотпідшипників букс залізничного рухомого складу не дозволяє проектувати оптимальні конструкції сепараторів, що забезпечать потрібну вантажність і надійність вагонів та локомотивів. Тому в роботі проводяться дослідження кінематики й динаміки роликотпідшипників букс вагонів та локомотивів, а також побудова моделей взаємодії їх деталей для створення аналітичного методу розрахунку сепараторів. **Методика.** Поставлена мета досягнута за рахунок побудови моделей кінематики ідеального (без зазорів) та реального (з урахуванням зазорів, похибок виготовлення та монтажу) підшипників, обґрунтування механізму передачі руху від роликів до сепаратору, побудови моделей динаміки кочення роликів, дослідження сил взаємодії роликів із сепаратором. **Результати.** Встановлено, що кінематику ідеального підшипника визначають контактні деформації роликів та кілець, а кінематика реального підшипника залежить переважно від бокових зазорів у вікнах сепаратора. На основі досліджень кінематики реального підшипника побудовано моделі динаміки взаємодії роликів із сепаратором. Проведені дослідження кінематики та динаміки підшипників кочення змінили уявлення про них як про планетарний механізм, пояснили причину навантаження сепаратора, підтвердили можливість їхнього руйнування в експлуатації. **Наукова новизна.** Вперше запропоновано механізм передачі руху від роликів до сепаратора роликотпідшипників, який полягає в тому, що боковий зазор у вікні сепаратора зменшується поступово – кратно кількості роликів зони радіального навантаження. Удосконалено моделі динаміки роликотпідшипників, що дозволяють розрахувати сили взаємодії деталей для будь-яких режимів експлуатації. **Практична значимість.** Використання запропонованих моделей кінематики та динаміки роликотпідшипників дозволить розробити метод аналітичного розрахунку сепаратора для вибору його оптимальної конструкції за критерієм максимальної довговічності й надійності підшипникового вузла колісних пар залізничного рухомого складу.

Ключові слова: сепаратори; ролики; підшипники; зони радіального навантаження; кінематика; динаміка; сили взаємодії

А. V GAYDAMAКА^{1*}

^{1*}Dep. «Machine Details and Applied Mechanics», National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Frunze St., 21, Kharkiv, Ukraine, 61002, tel. +38 (057) 707 64 55, e-mail gaydamaka_av@mail.ua, ORCID 0000-0002-6952-4086

KINEMATICS AND DYNAMICS MODELS OF CYLINDRICAL ROLLER BEARING OF RAILWAY TRANSPORT

Purpose. Lack of kinematics models and imperfection of the known dynamics models of the roller bearings of railway rolling stock axle-boxes do not allow designing the optimal structure of bearing cages, providing the required service life and reliability of bearing units of wheel sets for cars and locomotives. The studies of kinematics and dynamics of roller bearings of axle boxes for cars and locomotives and modeling of their parts interaction to create the analytical method of bearing cages calculation are necessary. **Methodology.** This purpose has been achieved due to the modeling of kinematics of the ideal (without gaps) and real (taking account the gaps, manufacturing and installation errors) bearings, substantiation of the transfer mechanism of motion from the rollers to bearing cage, modeling the dynamics of rolling, research of interaction forces of the rollers with bearing cage. **Findings.** It is established that the kinematics of ideal bearing is determined by the contact deformations of the rollers and rings, when the kinematics of real bearing depends mainly on the side gaps in the windows of the bearing cage. On the basis of studies of the real bearing kinematics the dynamics models of the rollers and bearing cage interaction were constructed. The conducted studies of kinematics and dynamics of rolling bearings have changed our view of them as of the planetary mechanism,

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ

explained the reason of bearing cage loading, and confirmed the possibility of destruction during operation. **Originality.** It was first proposed a mechanism for motion transfer from the rollers to the bearing cage of roller bearings, consisting in that the side gap in the bearing cage window is reduced gradually multiple of the number of rollers of radial loading area according to the bearing cage motion. The models of roller bearing dynamics, which allow calculating the interaction forces of parts for all modes of operation, were improved. **Practical value.** Use of the offered models of kinematics and dynamics of the roller bearings will develop analytical calculation method of the bearing cage for the choice of its optimal design according to criterion of maximum service life and reliability of the bearing unit of wheel sets of the railway rolling stock.

Keywords: bearing cages; rollers; bearings; radial loading area; kinematics; dynamics, interaction forces

REFERENCES

1. Averin, N.A., Rusanov O.A., Ivanov S.G. Issledovaniya nagruzhennosti poliamidnykh separatorov dlya buksovykh podshipnikov metodom konechnykh elementov [Studies of the loading of polyamide bearing cages for axle box bearing under-bearings using the finite elements method]. *Vestnik VNIIZhTa – VNIIZhT Bulletin*, 2007, no. 3, pp. 24-29.
2. Gaydamaka A.V. *Rolikopodshipniki buks vagonov i lokomotivov: modelirovaniye i usovershenstvovaniye* [Roller bearings of axle boxes of cars and locomotives]. Kharkiv, Kursor Publ., 2011. 320 p.
3. Gaydamaka A.V. O prichinakh poyavleniya sil mezhdru telami kacheniya i separatorom v podshipnikakh [On the appearance causes of forces between the rolling bodies and the bearing cages]. *Zbirnyk naukovykh prats UkrDAZT* [Proc. of Ukrainian State Academy of Railway Transport], 2003, issue 54, pp. 111-116.
4. Losev A.V. Silovoye vzaimodeystviye elementov tsilindricheskogo rolikovogo podshipnika [Force interaction of the elements of the straight roller bearing]. *Trudy VNIIZhTa – Proc. of VNIIZhT*, 1975, issue 540, pp. 63-67.
5. Mykhailichenko P.Ye. Kharakter ta velychyna znosu detalei presovoho zyednannia buksovoho vuzla vahoniv [Character and wear rate of the press joint parts of the axle box of cars]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2005, issue 6, pp. 92-101.
6. Nosov V.B. *Podshipnikovyie uzly sovremennykh mashin i priborov* [Bearing boxes of the modern machines and devices]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1997. 640 p.
7. Simson E.A., Ovcharenko V.V., Shevchuk Yu.A. Raschet napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya separatora podshipnika kacheniya [Calculation of the stress-strain state of bearing cages]. *Vestnik Natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta «Kharkovskiy Politekhnicheskyy Institut»* [Bulletin of National Technical University «Kharkiv Polytechnical University»], 2010, issue 37, pp. 142-145.
8. Prikhodko V.I., Shkabrov O.A., Ignatov S.G. Usovershenstvovaniye sistemy kontrolya nagreva buks passazhirskogo vagona [Improvement of heating system control of the axle boxes of the passenger car]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2005, issue 7, pp. 57-60.
9. Fujiwara H., Kobayashi T. Dynamic Analysis of Needle Roller Bearings in Connecting Rod Big-End Applications. *NTN Technical Review*, 2001, no. 69, pp. 89-96.
10. Gupta P.K. *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. New York, Springer-Verlag Publ., 1984. 340 p.
11. Harris T. *Rolling bearing analysis*. New York, Wiley Publ., 2006. 760 p.
12. Kakuta K., Kohno T., Ota H. Generating Mechanism of Forces Acting on Retainer of Ball Bearings Supporting Unbalanced Rotating Shaft. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1996, no. 62-600, pp. 3210-3215.
13. Sakaguchi T., Harada K. Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings. *Proc. ASIATRI*, 2006, pp. 649-650.

Статья рекомендована к публикации д.т.н., проф. М. С. Степановым (Украина); д.т.н., проф. С. В. Ракшой (Украина)

Поступила в редколлегию 01.04.2014

Принята к печати 14.05.2014