

УДК 621.9.06.–233.1:621.822.76

Зверев¹ И.А., д.т.н., Данильченко² Ю.М., д.т.н.

1- МГТУ «Станкин», г. Москва, Россия; 2- НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина

КИНЕМАТИКА И ЖЕСТКОСТЬ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Zverev I., Danylchenko Yu.

1- Stankin MSTU, Moscow, Russia; 2- National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine

KINEMATICS AND STIFFNESS OF ANGULAR-CONTACT BALL BEARINGS

Представлены расчетно-экспериментальные результаты исследований кинематики и жесткости радиально-упорных шарикоподшипников высокоскоростных шпиндельных узлов. Представлены основные положения, принятые при разработке упруго-деформационной модели шпиндельного подшипника и порядок определения его кинематических, упруго-деформационных и силовых характеристик. Для практической реализации модели разработан специализированный программный модуль в системе MATLAB. Установлены закономерности влияния частоты вращения, осевого предварительного натяга, температуры и материала шпиндельных подшипников на их кинематические и упруго-деформационные характеристики.

Ключевые слова: шпиндельный узел; радиально-упорный шарикоподшипник; кинематические и упруго-деформационные характеристики

Введение

Применение новых материалов для режущих инструментов позволяет увеличить скорость и мощность процесса резания, но для этого необходимо существенно повысить быстроходность шпиндельных узлов (ШУ) при сохранении их высокой жесткости, определяемой, прежде всего, подшипниками опор шпинделей [1]. В настоящее время в большинстве ШУ используют радиально-упорные шарикоподшипники (ШП). Поэтому задача определения закономерностей изменения упруго-деформационных (УД) характеристик таких подшипников на высоких частотах вращения является актуальной.

В радиально-упорном ШП любое относительное перемещение колец, обусловленное их температурными деформациями, внешними нагрузками или центробежными силами, приводит к изменению их кинематических и УД характеристик [2]. Поэтому при теоретическом исследовании УД модель вращающегося ШП должна базироваться на равновесии всех силовых факторов, действующих в подшипнике, с учетом изменяющихся геометрических и кинематических соотношений [2, 3, 4, 5]. Это, в свою очередь, требует установления функциональной связи вектора внешней нагрузки на подшипник, вектора относительного перемещения его колец и вектора реакции с учетом действия инерционных нагрузок. Алгоритм решения этой задачи является основой для создания расчетной УД модели вращающегося ШП и подлежит разработке.

Цель

Работа посвящена теоретико-экспериментальному исследованию закономерностей изменения кинематических и УД характеристик радиально-упорных шарикоподшипников на высоких частотах вращения.

Упруго-деформационная модель радиально-упорных шарикоподшипников

В быстровращающемся радиально-упорном ШП изменения кинематических и УД характеристик обусловлены влиянием следующих основных факторов [6]:

- внутреннее кольцо обычно имеет более высокую температуру, чем наружное кольцо, что приводит к его расширению и уменьшению внутреннего радиального зазора в подшипнике, что, в свою очередь, приводит к изменению характеристик трения и жесткости подшипника;
- центробежные нагрузки на шарики изменяют распределение контактных нагрузок и углов контакта на дорожках качения так, что углы контакта с наружным кольцом могут уменьшаться, а с внутренним кольцом наоборот увеличиваться (рис. 1).

Кроме того, шарики в ШП не могут осуществлять движение чистого качения даже при медленном вращении с неизменными углами контакта [3]. Они дополнительно вращаются вокруг оси, определенной линией контакта шарика с дорожками (рис. 2). Разница в углах контакта с дорожками качения приводит к увеличению так называемого отношения "верчения-качения" и, соответственно, к увеличению трения, тепловыделения и механического износа в подшипнике.

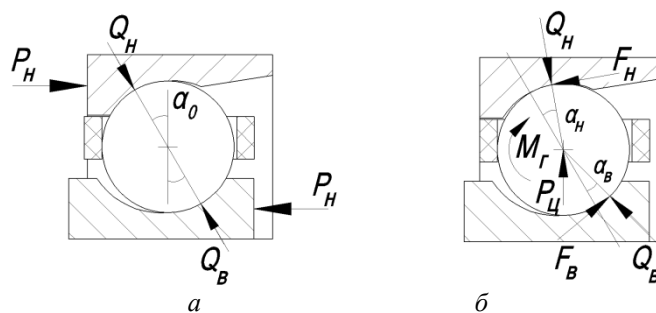


Рис. 1. Нагрузки и углы контакта в подшипнике при медленном (а) и быстром (б) вращении

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования радиально-упорных ШП при высоких частотах вращения показали, что их кинематика с достаточной точностью (расхождение теории и эксперимента не более 10%) описывается гипотезой "ведущего" наружного кольца [2, 3, 4, 5]. В соответствии с этой гипотезой шарик движется так, что отсутствует его верчение на наружном кольце благодаря большим контактными нагрузкам и силам трения. На основании этой гипотезы угол наклона оси вращения шарика β (суммарного вектора скорости шарика $\omega_{ш}$) к оси подшипника (рис. 2) определяют по формуле:

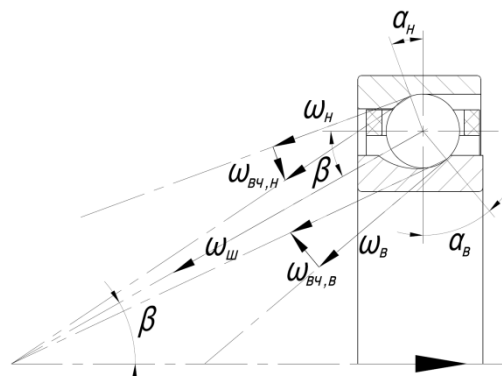


Рис. 2. Векторы скоростей шарика в подшипнике при вращении

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\sin \alpha_H}{\cos \alpha_H + \frac{d_{ш}}{d_{cp}}} \quad (1)$$

Знание угла ориентации оси вращения шара β позволяет определить показатель "верчения-качения" на внутреннем кольце, как отношение угловой скорости верчения на внутреннем кольце $\omega_{вч.в}$ к угловой скорости качения ω_c (угловой скорости переносного орбитального движения шаров), т.е. фактически скорости вращения сепаратора:

$$\frac{\omega_{вч.в}}{\omega_c} = \left(1 - \frac{d_{ш} \cdot \cos \alpha_в}{d_{cp}}\right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_в - \beta) + \frac{d_{ш} \cdot \sin \alpha_в}{d_{cp}} \quad (2)$$

В формулах (1) и (2) α_H и $\alpha_в$ – углы контакта шарика с наружным и внутренним кольцом соответственно; $d_{ш}$ - диаметр шарика; d_{cp} - диаметр окружности, проходящей через центры шариков.

В случае, когда к внутреннему кольцу приложена радиальная нагрузка, значения углов α_H различны для разных шаров. Следовательно, различны значения углов β и угловых скоростей шаров ω_c , что приводит к неравномерному орбитальному движению шаров в гнездах сепаратора и, как следствие, к их повышенному скольжению и трению. В качестве меры скольжения в подшипнике выбирается показатель ν , определяемый по формуле:

$$\nu = \frac{\omega_c^{\max} - \omega_c^{\min}}{\omega_c^{cp}} \quad (3)$$

где ω_c^{\max} и ω_c^{\min} – наибольшая и наименьшая угловые скорости орбитального движения шаров; ω_c^{cp} – угловая скорость сепаратора, вычисленная при $\beta = \alpha_0$ (α_0 – номинальный угол контакта в подшипнике).

Задача расчета УД характеристик вращающегося ШП с учетом геометрических и кинематических соотношений в подшипнике, решается в два этапа [4, 5, 7]. На первом этапе решается обратная УД задача с определением вектора реакции подшипника, характеристик каждой контактной группы и матрицы его жесткости при заданном векторе относительного перемещения колец, а также нагрузках, действующих на каждый из шариков. На втором этапе по заданным внешним нагрузкам на подшипник определяются компоненты относительного перемещения его колец.

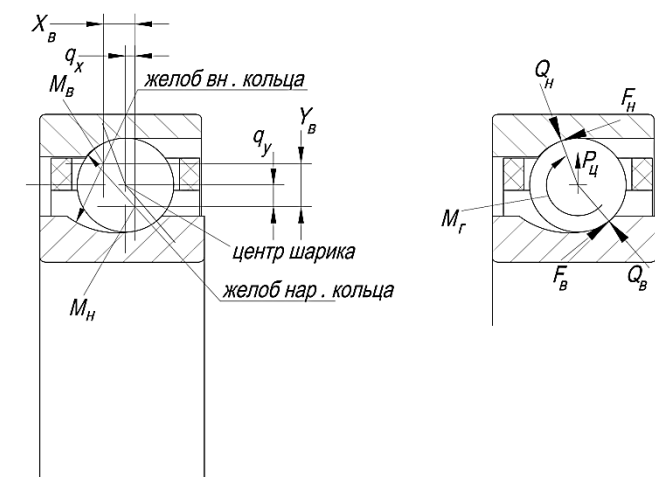


Рис. 3. Внутренняя геометрия подшипника и действующие нагрузки

Решение обратной УД задачи заключается в вычислении вектора реакции ШП $\mathbf{R} = (R_x, R_y, R_z)^T$ по вектору перемещений внутреннего кольца $\boldsymbol{\delta} = (\delta_x, \delta_y, \delta_z)^T$ относительно неподвижного наружного кольца, т.е., в определении зависимости $\mathbf{R} = \mathbf{R}(\boldsymbol{\delta})$. При этом $\mathbf{R} = \sum_i \mathbf{r}_i$, где \mathbf{r}_i - вектор реакции i -го шарика, характеризующий его действие на внутреннее кольцо.

Рассмотрим сечение одного шарика плоскостью OXY (рис. 3). В этой плоскости на шарик действуют: контактные реакции на внутреннем Q_B и наружном Q_H кольце, центробежная сила P_C , гироскопический момент M_z и силы трения на внутреннем F_B и

наружном F_H кольцах, препятствующие гироскопическому проскальзыванию шарика.

Квазистатическое равновесие шарика определяется системой уравнений [4]:

$$\begin{cases} \sum F_x = Q_B \cdot \sin \alpha_B - F_B \cdot \cos \alpha_B - Q_H \cdot \sin \alpha_H + F_H \cdot \cos \alpha_H = 0 \\ \sum F_y = Q_B \cdot \cos \alpha_B + F_B \cdot \sin \alpha_B - Q_H \cdot \cos \alpha_H - F_H \cdot \sin \alpha_H + P_C = 0 \\ \sum M_z = 2 \cdot M_z = (F_B + F_H) \cdot d_{ш} \end{cases} \quad (4)$$

Действующие на шарик центробежная сила P_C и гироскопический момент M_z определяются зависимостями [4]:

$$P_C = M_{ш} \cdot d_{cp} \cdot \omega_c^2 / 2 \text{ и } M_z = \pm J_{ш} \cdot \omega_{ш} \cdot \omega_c \cdot \sin \beta, \quad (5)$$

где $M_{ш}$ и $J_{ш}$ - масса и момент инерции шарика; знак «+» - для вращающегося наружного кольца; знак «-» - для вращающегося внутреннего кольца.

Переносная ω_c и относительная $\omega_{ш}$ угловые скорости шарика рассчитываются по приближенным зависимостям [3]:

$$\omega_c = \frac{\omega}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{ш}}{d_{cp}} \cdot \cos \alpha\right) \text{ и } \omega_{ш} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{d_{cp}}{d_{ш}} \left(1 - \left(\frac{d_{ш}}{d_{cp}} \cdot \cos \alpha\right)^2\right), \quad (6)$$

где $\alpha \approx \beta$ - номинальный угол контакта в подшипнике; ω - частота вращения подшипника.

Силы трения на внутреннем F_B и наружном F_H кольцах запишем в виде:

$$F_H = 2 \cdot \lambda \cdot M_z / d_{ш} \text{ и } F_B = 2 \cdot (1 - \lambda) \cdot M_z / d_{ш}, \quad (7)$$

где λ - параметр, характеризующий распределение сил трения в контактах, $\lambda = 1$ для гипотезы «ведущего» наружного кольца [3].

Система уравнений (4) содержит четыре неизвестных: Q_B , Q_H , α_B и α_H . Поэтому ее необходимо дополнить зависимостями, определяющими координаты q_x и q_y центра шарика в нагруженном состоянии при смещениях X_B и Y_B центра кривизны M_B дорожки качения внутреннего кольца в системе координат $OXYZ$, связанной с центром кривизны дорожки качения неподвижного наружного кольца M_H (рис. 3).

После дополнений и преобразований система (4) приводится к системе из двух нелинейных уравнений с двумя неизвестными q_x и q_y , [4]:

$$\mathbf{f}(q_x, q_y) = 0. \quad (8)$$

Аналитическое решение нелинейной системы (8) возможно только в статике, когда $P_C = M_z = 0$, поэтому для ее решения применяется итерационный метод Ньютона-Рафсона [7], согласно которому:

$$\mathbf{q}^{m+1} = \mathbf{q}^m - \boldsymbol{\varepsilon}^m,$$

где $\mathbf{q}^m = (q_x^m, q_y^m)$ и $\mathbf{q}^{m+1} = (q_x^{m+1}, q_y^{m+1})$ - m -е и $(m+1)$ -е приближения к искомому корню уравнения (8); $\boldsymbol{\varepsilon}^m$ - поправка, определяемая из решения линейного уравнения:

$$\frac{\partial \mathbf{f}(q_x^m; q_y^m)}{\partial \mathbf{q}} \cdot \boldsymbol{\varepsilon}^m = \mathbf{f}(q_x^m; q_y^m). \quad (9)$$

Вычисление матрицы частных производных $\frac{\partial \mathbf{f}(q_x^m; q_y^m)}{\partial \mathbf{q}}$ приведено в [7].

Из решения системы (8) определяются координаты q_x и q_y центра шарика, после чего вычисляются значения Q_o , Q_n , α_o и α_n , по которым вычисляются компоненты вектора реакции \mathbf{r}_i для i -го шарика и $\mathbf{R} = \mathbf{R}(\boldsymbol{\delta})$ всего подшипника:

$$\mathbf{R} = \mathbf{R}(\boldsymbol{\delta}) = \sum_i \mathbf{r}_i. \quad (10)$$

Выражение (10) определяет УД характеристики ШП при известных $\boldsymbol{\delta}$, P_y , M_z и λ . Заметим, что при задании вектора относительного перемещения колец $\boldsymbol{\delta} = \delta(\boldsymbol{\delta} + \boldsymbol{\Delta})$, могут учитываться их геометрические погрешности, а также температурные деформации колец и шариков подшипника в виде компонентов вектора $\boldsymbol{\Delta}$.

Решение прямой УД задачи для ШП сводится к определению корня уравнения:

$$\mathbf{R}(\boldsymbol{\delta}) = \mathbf{P}, \quad (11)$$

где $\mathbf{P} = (P_x, P_y, M_z)^T$ - вектор внешней нагрузки на подшипник.

Уравнение (11) также решается методом Ньютона-Рафсона, при этом, поправка $\boldsymbol{\varepsilon}^m = \boldsymbol{\delta}^m - \boldsymbol{\delta}^{m+1}$ для m -го приближения определяется из решения уравнения:

$$\frac{\partial \mathbf{R}(\boldsymbol{\delta}^m)}{\partial \boldsymbol{\delta}} \cdot \boldsymbol{\varepsilon}^m = \mathbf{r}_e(\boldsymbol{\delta}^m) - \mathbf{P}, \quad (12)$$

где матрица жесткости подшипника:

$$\frac{\partial \mathbf{R}(\boldsymbol{\delta}^m)}{\partial \boldsymbol{\delta}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial r_x}{\partial \delta_x} & \frac{\partial r_x}{\partial \delta_y} & \frac{\partial r_x}{\partial \delta_z} \\ \frac{\partial r_y}{\partial \delta_x} & \frac{\partial r_y}{\partial \delta_y} & \frac{\partial r_y}{\partial \delta_z} \\ \frac{\partial r_z}{\partial \delta_x} & \frac{\partial r_z}{\partial \delta_y} & \frac{\partial r_z}{\partial \delta_z} \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Вычисление элементов матрицы жесткости подшипника (13) приведено в [4, 7].

Исследование кинематических и упруго-деформационных характеристик ШП

Для практической реализации УД модели ШП разработан программный модуль в системе MATLAB с помощью которого выполнен расчетный анализ влияния условий эксплуатации ШП на его кинематические и УД характеристики. Для исследования выбран ШП SKF-SNFA VEX65 с параметрами: номинальный угол контакта $\alpha = 15^\circ$; средний диаметр $d_{cp} = 82,5 \text{ мм}$; диаметр шарика $d_{ш} = 8,73 \text{ мм}$; число шариков $z = 25$. Максимальная частота вращения $n_{\max} = 24000 \text{ мин}^{-1}$. При такой частоте (параметр быстроходности $n_{\max} \cdot d_{cp} > 1 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$) эффект вращения начинает оказывать существенное влияние на характеристики подшипника.

Расчеты выполнены для 2-х случаев: без учета нагрева подшипника $\Delta T = 0^\circ \text{C}$ и с учетом относительной разности температур колец $\Delta T = 15^\circ \text{C}$ в результате нагрева подшипника с ростом частоты вращения от нуля до n_{\max} .

На рис. 4 показаны расчетные зависимости углов контакта шариков на внутреннем и наружном кольце от частоты вращения подшипника. Подшипник нагружен постоянным осевым легким предварительным натягом $P_n = 110 \text{ Н}$.

Из рис. 4 видно, что во всех случаях наблюдается тенденция уменьшения углов контакта на наружном кольце подшипника от номинального значения $\alpha_0 = 15^\circ$ до $\alpha_\phi = 7-8^\circ$ при n_{\max} . Без учета нагрева подшипника углы контакта, напротив, имеют явную тенденцию роста до значений $\alpha_\phi = 23-24^\circ$ с увеличением частоты вращения. Однако, с ростом частоты вращения и постепенным разогревом подшипника углы контакта на внутреннем кольце, преодолевая действие центробежных нагрузок на шарики, начиная с частоты

$n = 10000 \text{ мин}^{-1}$, имеют обратную тенденцию к снижению до значений $\alpha_{\phi} = 11-12^{\circ}$. Обнаруженный эффект обусловлен тепловыми деформациями подшипника и уменьшением (выборкой) радиального зазора, которое может быть вычислено по формуле: $e_T = \chi_k \cdot (T_n \cdot R_n - T_g \cdot R_g) - R_{ш} \cdot \chi_{ш} \cdot \frac{T_n + T_g}{2}$, где R_g , R_n , $R_{ш}$ – радиусы дорожек качения внутреннего, наружного колец и шарика соответственно; T_g и T_n – температуры внутреннего и наружного колец; χ_k и $\chi_{ш}$ – коэффициенты теплового расширения колец и шариков соответственно.

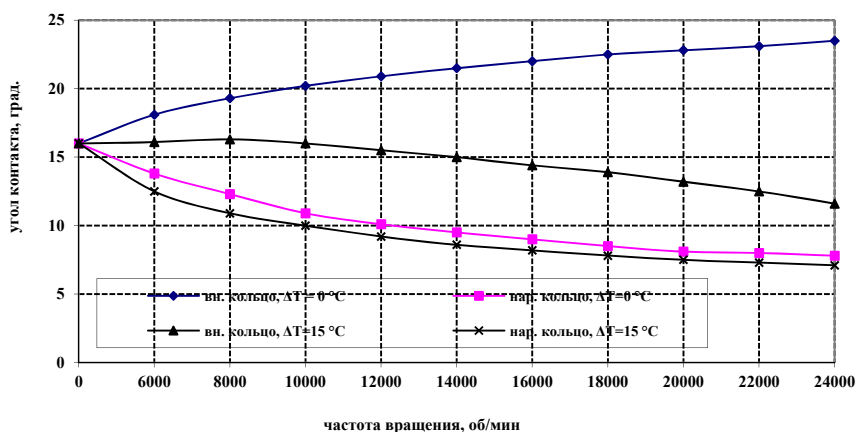


Рис. 4. Изменение углов контакта с частотой вращения

Характеристики верчения и скольжения шариков служат косвенным показателем трения и тепловыделения в подшипнике. Применение керамических шаров вместо стальных, а также нагрев подшипника при высоких частотах – факторы, которые существенно (до 2-х раз) снижают верчение шаров на внутреннем кольце (рис. 5).

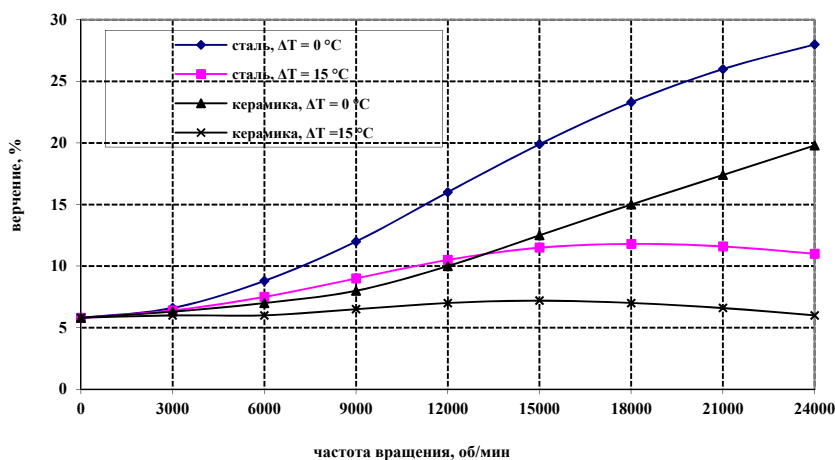


Рис. 5. Изменение верчения шаров с частотой вращения

С увеличением радиальной нагрузки на подшипник в 2,5 раза скольжение возрастает до 2-х раз при низких частотах (рис. 6). У подшипников с керамическими шарами скольжение выше, чем у подшипников со стальными шарами. Однако, при оценке практического воздействия скольжения на работу подшипников надо иметь в виду условность этой оценки. Шары в сепараторе устанавливаются с зазором и, реально, обеспечивается равномерность вращения сепаратора. Повышенное скольжение керамических шаров, возможно, придется учитывать при назначении зазора сепаратора в гибридных подшипниках. В общем случае, рост частоты вращения приводит к стабилизации движения шаров и снижению скольжения (рис. 6).

Разница в углах контакта на дорожках качения (рис. 4) влияет не только на показатели трения в подшипнике, но и на его радиальную жесткость (рис. 7). Чем больше разница в углах контакта, тем ниже жесткость. Кроме того, на радиальную жесткость значительно влияет нагрев подшипника, который уменьшает радиальный зазор. Чем меньше радиальный зазор, тем выше жесткость. При высоких частотах, когда разность температур колец достигает $\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$, радиальная жесткость подшипника может значительно превышать ее первоначальное значение в статике $k_{r0} = 215 \text{ Н/мкм}$ для невращающегося подшипника (рис. 7).

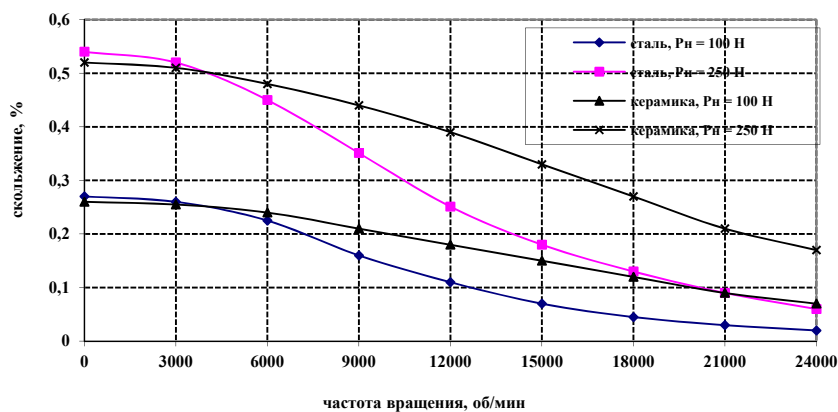


Рис. 6. Изменение скольжения шаров с частотой вращения

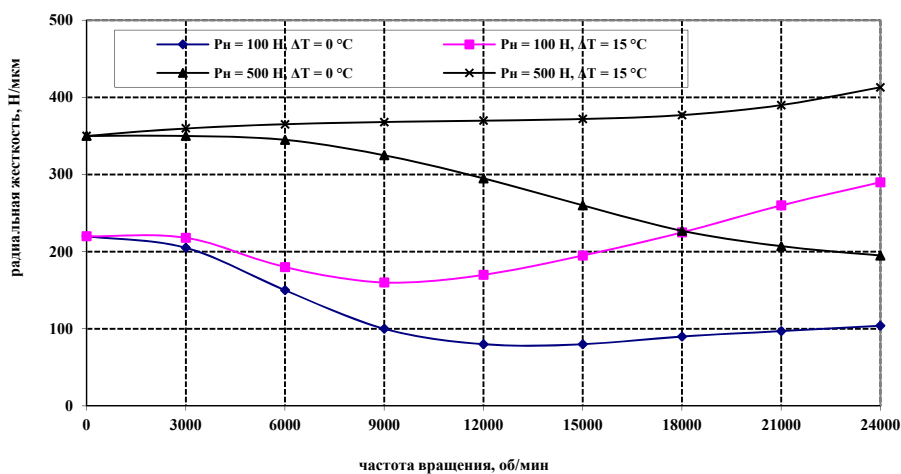


Рис. 7. Зависимость радиальной жесткости подшипника от частоты вращения

С увеличением предварительного натяга от легкого $P_n = 100H$ до тяжелого $P_n = 500H$ характер изменения радиальной жесткости подшипника с частотой вращения становится монотонным (рис. 7), но разнонаправленным в зависимости от температуры подшипника. В случае "холодного" подшипника радиальная жесткость всегда снижается с ростом частоты вращения из-за возрастающей разницы в углах контакта (рис. 4). По мере разогрева подшипника и выборке радиального зазора, жесткость возрастает (рис. 7).

При пружинном способе создания натяга в подшипнике зависимость осевой жесткости от частоты вращения также имеет немонотонный характер в случае легкого натяга $P_n = 100H$ (рис. 8). С увеличением натяга до значения $P_n = 500H$ абсолютное значение осевой жесткости в статике возросло примерно в 2 раза с $k_{a0} = 36 H/мм$ до $k_{a0} = 74 H/мм$. При этом, с ростом частоты вращения осевая жесткость подшипника монотонно снижается, оставаясь примерно на 15% выше по абсолютной величине для "холодного" подшипника при $\Delta T = 0^\circ C$.

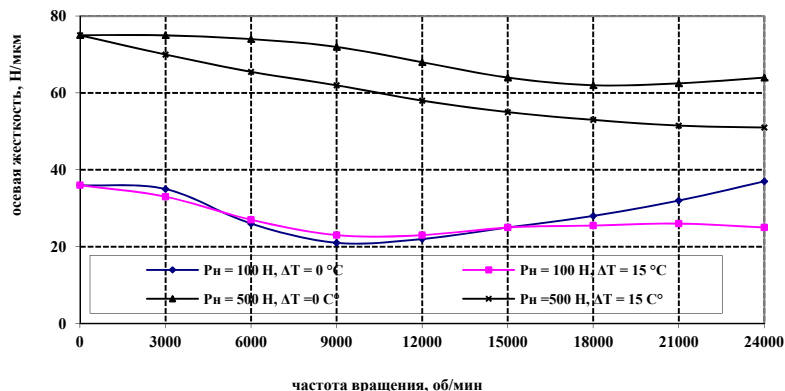


Рис. 8. Зависимость осевой жесткости подшипника от частоты вращения

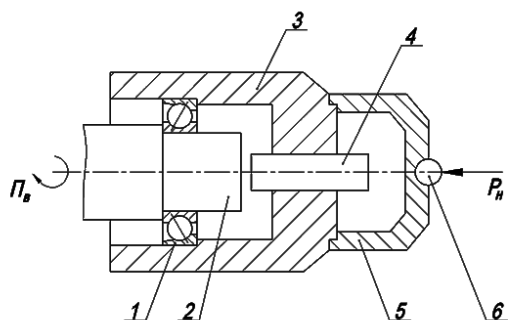


Рис. 9. Схема измерительной головки

Под действием центробежных нагрузок на шарики изменяются углы контакта в ШП и, как следствие, изменяется кинематика ШП. В частности, появляется относительное осевое перемещение колец. С целью проверки данного эффекта были проведены экспериментальные исследования ШП SKF-SNFA VEX65 на стенде для испытаний подшипников и выполнено их сравнение с расчетными данными. Схема измерительной головки стенда приведена на рис. 9.

Испытуемый ШП 1 устанавливается на высокоточный шпиндель 2, который вращается с регулируемой частотой. Наружное кольцо ШП установлено в корпус 3 измерительной головки. Относительные осевые смещения колец контролируются

бесконтактным индукционным датчиком 4. Осевая нагрузка прикладывается через крышку 5 и шарик 6 с помощью динамометра. Для исключения влияния нагрева ШП разгон шпинделя до контрольной частоты вращения и его торможение осуществлялись в течение 60 сек. Результаты исследований для 3-х значений осевого натяга представлены на рис. 10.

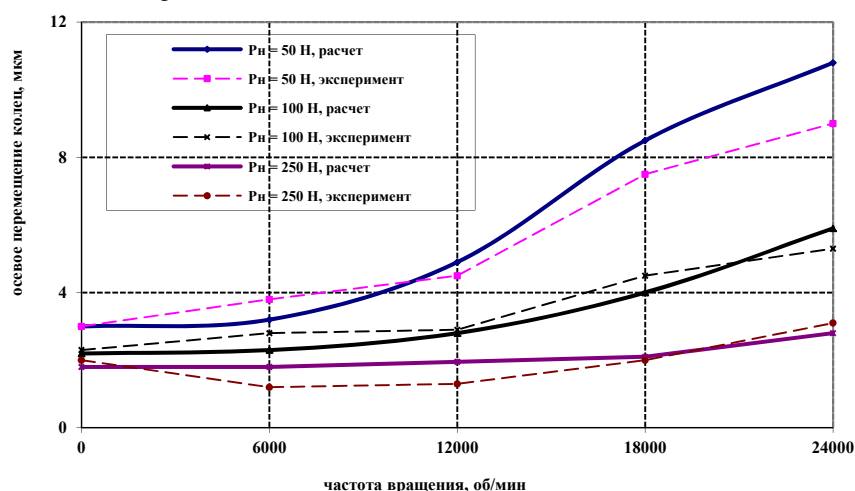


Рис. 10. Зависимость относительного осевого перемещения колец от частоты вращения

Из рис. 10 следует, что в области высоких частот при легких и сверхлегких осевых натягах $P_n = 50-100$ Н наблюдается 3-х кратное увеличение осевого смещения внутреннего кольца в сравнении с его значением в статике без вращения. В целом, расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 18-20%, причем, обнаруженные расхождения не зависят от нагрузки и частоты вращения, т.е. имеют случайный характер.

Общие результаты исследований показали, что кинематика и жесткость радиально-упорных ШП существенно зависят от частоты вращения, осевого предварительного натяга и номинального угла контакта, определяющих максимально возможную быстроходность, трение и тепловыделение в подшипнике.

Выводы

1. Разработана УД модель радиально-упорных ШП, которая позволяет учитывать их конструкцию, геометрию и материал, величину осевого натяга, геометрические погрешности и температурные деформации, а также частоту вращения.
2. С целью практического применения модели разработан программный модуль в системе MATLAB и выполнен анализ кинематических и УД характеристик ШП SKF-SNFA VEX65. Установлено, что на характеристики ШП оказывают влияние следующие факторы: частота вращения, величина осевого натяга, материал шаров и температура колец. Полученные результаты могут быть использованы при выборе ШП для скоростных ШУ с учетом их назначения и режимов работы.
3. Применение ШП с керамическими шарами повышает их быстроходность и снижает потери на трение и нагрев. Гибридные ШП способны достигать больших частот вращения не только из-за их низкого трения, но и потому, что у них радиальный зазор меньше зависит от температуры благодаря низкому коэффициенту теплового расширения.

4. Радиальная жесткость ШП возрастает почти в 2 раза с увеличением осевого натяга с легкого до тяжелого значения. Вместе с тем, во многих отечественных и зарубежных публикациях утверждалось, например в [2, 4, 7], что с ростом частоты вращения радиальная жесткость имеет тенденцию к снижению. Нами обнаружено, что учет неравномерного нагрева подшипника, напротив, приводит к увеличению радиальной жесткости с ростом частоты вращения. При этом, чем меньше осевой натяг и больше разность температур колец, тем значительнее рост радиальной жесткости в сравнении с ее значением в статике. Установлено, что в случае пружинного способа натяга осевая жесткость ШП незначительно снижается с ростом частоты вращения, а нагрев подшипника практически не сказывается на ее изменении.
5. В ШП с постоянным (пружинным) натягом, рост частоты вращения вызывает относительное осевое смещение колец подшипника. В случае малой осевой нагрузки при высоких частотах вращения осевое смещение в 2-3 раза превышает его значение в статике. Обнаруженный эффект подтвержден экспериментально.

Анотація

Подано розрахунково-експериментальні результати досліджень кінематики і жорсткості радіально-упорних кулькових підшипників високошвидкісних шпиндельних вузлів. Подано основні положення, прийняті при розробці пружно-деформаційної моделі шпиндельного підшипника і порядок визначення його кінематичних, пружно-деформаційних і силових характеристик. Для практичної реалізації моделі розроблено спеціалізований програмний модуль в системі MATLAB. Встановлені закономірності впливу частоти обертання, осьового попереднього натягу, температури і матеріалу шпиндельних підшипників на їх кінематичні і пружно-деформаційні характеристики.

Ключеві слова: шпиндельний вузол; радіально-упорний кульковий підшипник; кінематичні і пружно-деформаційні характеристики

Abstract

Purpose. Research of regularities of angular-contact ball bearings kinematic and elastic-deformative characteristics changing on high rotational frequencies.

Design/Methodology/Approach. Elastic-deformative model of revolving bearing based on solving of the task of functional link establishing between vector of external load on bearing, vector of relative displacements of bearing rings and vector of reaction with consideration of inertial loads influence.

Findings. Calculated and experimental results of kinematic and stiffness of spindle unit angular contact ball bearings are presented. Main conditions, assumed during spindle bearing elastic-deformative model development and procedure of its kinematic, elastic-deformative and power characteristic determination are presented. For practical realization of the model, special program module in MATLAB system have been developed.

Originality/value. Regularities of rotational frequency, axial preload, temperature and material of spindle bearings influence on their kinematic and elastic-deformative characteristics are established.

Keywords: spindle unit; angular-contact ball bearing; kinematic and elastic-deformative characteristics

Библиографический список использованной литературы

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. / Под общ. Ред. А.С.Проникова. – М.: Машиностроение, 1995. – 371 с.
2. Hirano F., 1965, Motion of a ball in angular contact ball bearings, ASME Transactions, Journal of MSE, 109(8), pp. 425-434.
3. Kingsbury E., 1985, First order ball-bearing kinematics, ASME Transactions, Journal of MSE, 28 (2), pp. 22-27.
4. Jones A., 1960, A General Theory of Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions, ASME Transactions, Journal of MSE, 82 (3), pp. 309-320.
5. Harris T., 1991, *Rolling Bearing Analysis*, 3-rd Edition, John Wiley & Sons Inc.
6. Weck M. and Tullmann U., 1999, Kinematics of Spindle Bearings with Rigid and Spring Preload, Transactions of the 2-nd International Conference on High Speed Machining, Germany, Darmstadt Technical Univ. Press, pp. 85-92.
7. Пуш А.В., Зверев И.А. Шпиндельные узлы: качество и надежность при проектировании, М.: СТАНКИН, 132с., 2000.

References

1. *Proektirovanie metallorezhuwih stankov i stanochnyh sistem: Spravochnik-uchebnik.* [Design of machine tools and machine tool systems. Guide book.] V 3-h t. T.2. Ch.1. Pod obw. red. A.S.Pronikova. Moscow: Mashinostroenie, 1995, 371 p.
2. Hirano F., 1965, Motion of a ball in angular contact ball bearings, ASME Transactions, Journal of MSE, 109(8), pp. 425-434.
3. Kingsbury E., 1985, First order ball-bearing kinematics, ASME Transactions, Journal of MSE, 28 (2), pp. 22-27.
4. Jones A., 1960, A General Theory of Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions, ASME Transactions, Journal of MSE, 82 (3), pp. 309-320.
5. Harris T., 1991, *Rolling Bearing Analysis*, 3-rd Edition, John Wiley & Sons Inc.
6. Weck M. and Tullmann U., 1999, Kinematics of Spindle Bearings with Rigid and Spring Preload, Transactions of the 2-nd International Conference on High Speed Machining, Germany, Darmstadt Technical Univ. Press, pp. 85-92.
7. Push A.V., Zverev I.A., Shpindel'nye uzly: kachestvo i nadezhnost' pri proektirovanii [Spindle units: quality and reliability during designing], Moscow: STANKIN, 2000, 132 p.

Подана до редакції 25.11.2013