



DOI: 10.22363/2312-8143-2021-22-2-184-195

УДК 62-233.27

Научная статья / Research article

Теоретическое обоснование новых особенностей работы подшипников качения в условиях комбинированного нагружения

В.В. Кириловский , Ю.В. Белоусов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет),
Российская Федерация, 105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1

 E-mail: kvv@bmstu.ru

История статьи

Поступила в редакцию: 20 января 2021 г.

Доработана: 12 марта 2021 г.

Принята к публикации: 12 апреля 2021 г.

Аннотация. В изделиях авиационной и космической техники широко применяются подшипники качения. Для обеспечения их длительной безотказной работы необходимо иметь точную и достоверную информацию о силах, действующих на подшипники. Требуемые значения сил и, соответственно, требуемую долговечность подшипников обычно определяют на основе традиционной расчетной схемы двухопорной балки, то есть гладкой балки, установленной на две шарнирные опоры. В работе представлена новая интерпретация особенностей работы подшипниковых узлов на шариковых радиальных однорядных подшипниках, установленных по схеме враспор. Показано, что в условиях комбинированного нагружения, включающего радиальную и осевую силы, общепринятая теоретическая модель двухопорной балки не реализуется. Не существует какой-либо одной расчетной модели, адекватно отражающей характер взаимодействия деталей подшипников на всем диапазоне внешних нагрузок. В наиболее общем случае эта модель может быть представлена последовательностью из пяти статически неопределимых расчетных схем, видоизменяющихся и преобразующихся одна в другую. Так, при возрастании внешней радиальной силы сначала реализуется схема «заделка с дополнительной шарнирной опорой», которая затем преобразуется в схему «двухсторонняя заделка», а та в дальнейшем преобразуется в схему «две сдвоенные шарнирные опоры». Возможна реализация также и двух промежуточных переходных схем. На конкретном примере показано, что в изделиях авиационной и космической техники определение долговечности подшипников на основе традиционной модели нецелесообразно, поскольку ее значение может оказаться существенно завышенным.

Ключевые слова: опоры валов, расчетная схема, реакции в опорах

Для цитирования

Кириловский В.В., Белоусов Ю.В. Теоретическое обоснование новых особенностей работы подшипников качения в условиях комбинированного нагружения // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 22. № 2. С. 184–195. doi: 10.22363/2312-8143-2021-22-2-184-195

© Кириловский В.В., Белоусов Ю.В., 2021



This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Theoretical substantiation of new features of rolling bearings operation under combined loading conditions

Valeriy V. Kirilovskiy ✉, Yuri V. Belousov

Bauman Moscow State Technical University (National Research University),
5 2-ya Baumanskaya, bldg 1, Moscow, 105005, Russian Federation
✉ E-mail: kvv@bmstu.ru

Article history

Received: January 20, 2021

Revised: March 12, 2021

Accepted: April 12, 2021

Abstract. Rolling bearings are widely used in the products of aviation and space technology. To ensure their long-term trouble-free operation, it is necessary to have accurate and reliable information about the forces acting on the bearings. The required values of forces and, accordingly, the required durability of bearings are usually determined on the basis of the traditional design scheme of a double-support beam (smooth beam mounted on two hinged supports). The paper presents a new interpretation of the features of the operation of bearing units on ball radial single-row bearings installed according to the «cross located» arrangement. It is shown that under conditions of combined loading, including radial and axial forces, the generally accepted theoretical model of a double-support beam is not implemented. There is no single calculation model that adequately reflects the nature of the interaction of bearing parts over the entire range of external loads. In the most general case, this model can be represented by a sequence of five statically indeterminate calculation schemes, which are modified and transformed into one another. So, with an increase in the external radial force, the “cantilevered beam with additional hinge support” scheme is first implemented, which, then, is transformed into the “double-sided jamming” scheme, and that, later, is transformed into the “two double hinge supports” scheme. It is also possible to implement two intermediate transition schemes. A specific example shows that in the products of aviation and space technology, determining the durability of bearings based on the traditional model is not advisable, since it can give an overestimated value with an error of 28,37 to 26663,9 times.

Keywords: shaft supports, design scheme, reactions in supports

For citation

Kirilovskiy VV, Belousov YuV. Theoretical substantiation of new features of rolling bearings operation under combined loading conditions. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2021;22(2):184–195. (In Russ.) doi: 10.22363/2312-8143-2021-22-2-184-195

Введение

В изделиях авиационной и космической техники подшипниковые узлы являются не только одними из наиболее часто используемых, но в то же время одними из наиболее ответственных элементов конструкций. Это связано с тем, что нарушение работоспособности даже одного подшипника может явиться причиной прекращения работоспособности всего изделия в целом или стать причиной внезапной тяжелой аварии, например, при разрушении опор ротора турбореактивного двигателя (ТРД). В связи с этим к подшипникам предъявляются очень высокие требования по безотказной работе в течение длитель-

ного срока эксплуатации, причем часто эти требования усугубляются неблагоприятными или предельными условиями окружающей среды — высокими или низкими температурами, высоким давлением или вакуумом, высокой скоростью вращения или ударными нагрузками. Все это может способствовать ускоренному выходу подшипников из строя. Однако перечисленные условия эксплуатации сами по себе без внешней нагрузки не могут вызвать повреждение подшипников — ни каждое в отдельности, ни в совокупности друг с другом. Если же разрушение подшипников все-таки происходит, то главной причиной такого

разрушения являются высокие значения внешних сил, действующих на подшипники.

Эти силы, безопасные в обычных условиях эксплуатации, могут в неблагоприятных условиях воздействовать на подшипники следующим образом: с одной стороны, они могут сформировать в теле деталей подшипников или на поверхностях их контакта критическое напряженно-деформированное состояние, способное либо повредить поверхностные слои деталей, либо разрушить детали полностью. А с другой стороны, например, высокая температура, может существенно ухудшить свойства применяемого смазочного материала и тогда большие внешние силы, действующие на подшипники, разрушат масляные пленки на контактных поверхностях, что также может в дальнейшем привести к повреждению поверхностных слоев деталей подшипников.

Поэтому для повышения надежной работы изделий авиационной и космической техники необходимо на этапах проектирования и эксплуатации подшипниковых узлов знать состав, величину и направление сил, действующих на подшипники.

В настоящее время устоявшейся, общепринятой и общепризнанной теоретической моделью для определения сил, действующих на подшипники, является, на первый взгляд, естественная и очевидная теоретическая модель, основанная на расчетной схеме, которую мы называем «простой двухопорной балкой» [1–5] (рис. 1, а). В этой схеме вал, независимо от его конструкции, изображают в виде гладкой балки, а подшипники заменяют шарнирными опорами. Применение данной расчетной схемы основано на предположении о том, что поведение под нагрузкой подшипникового узла и двухопорной балки эквивалентно, то есть валы деформируются так же, как двухопорная балка, а подшипники ведут себя аналогично шарнирным опорам. Под действием внешней радиальной силы F_r традиционная балка прогибается, а ее свободные концы поднимаются вверх. При этом внутренние кольца подшипников вместе с посадочными участками вала должны совершать повороты на угол α (рис. 1, ж). Эти повороты мы будем называть шарнирными поворотами. Если же в реальной конструкции перемещения свободных концов вала будут отличаться от традиционно ожидаемых, двухопорную балку потребуется

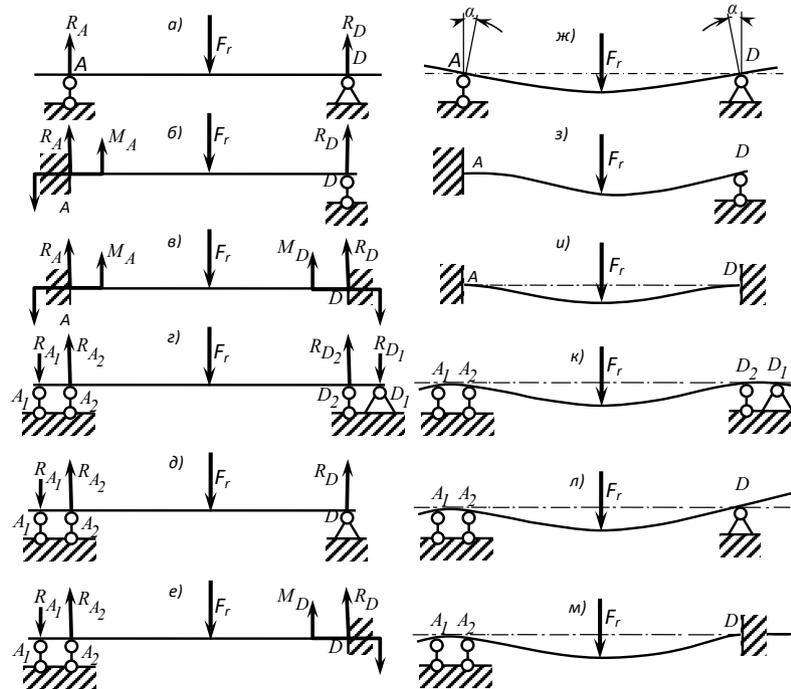


Рис. 1. Реакции в опорах и форма упругой линии балок до (а-е) и после деформации (ж-м): а – статически определяемая двухопорная балка; б-е – статически неопределимые балки

Figure 1. Reactions in the supports and the shape of the elastic line of the beams before (a-e) and after deformation (ж-м): а – statically definable double-support beam; б-е – statically indeterminate beams

заменить другой моделью, более точно отражающей поведение подшипникового узла.

При анализе любой балки наиболее важными параметрами являются реакции в опорах, поскольку именно они представляют собой силы, действующие непосредственно на подшипники и, соответственно, именно они определяют долговечность подшипников в любых условиях эксплуатации.

Детальными исследованиями [6—8] установлено, что не существует какой-либо одной теоретической модели, адекватно описывающей поведение подшипниковых узлов, установленных враспор. Так, реальное поведение шариковых радиальных однорядных подшипников наиболее полно описывает последовательность из пяти статически неопределимых схем — трех основных: «заделка с дополнительной шарнирной опорой» (рис. 1, б), «двухсторонняя заделка» (рис. 1, в), «две сдвоенные шарнирные опоры» (см. рис. 1, г) и двух промежуточных переходных схем: «слева сдвоенная шарнирная опора, справа — обычная шарнирная опора» (рис. 1, д) и «слева сдвоенная шарнирная опора, справа — заделка» (рис. 1, е).

При проведении исследований мы поставили перед собой следующие цели:

- подробно рассмотреть поведение шариковых радиальных однорядных подшипников, установленных враспор, в условиях комбинированного нагружения, включающего постоянную осевую F_a и непрерывно возрастающую радиальную F_r силы;
- дать теоретическое обоснование модели, включающей в себя пять статически неопределимых расчетных схем;
- установить, вносят ли статически неопределимые схемы существенные особенности в характер нагружения подшипников и повлияют ли эти особенности на традиционно определяемую их долговечность.

1. Материалы и методы исследования

Тип опор, изображаемых на расчетной схеме, и реакции в них отражают способность подшипникового узла противостоять прогибам вала. Внешне эта способность проявляется в том, какие перемещения в пространстве совершают под нагрузкой свободные концы вала (рис. 1).

Так, если под действием радиальной силы F_r , направленной вниз, один или оба свободных конца вала поднимаются вверх (оба конца на рис. 1, ж или же

правые концы на рис. 1, з или на рис. 1, л), такие перемещения могут обеспечить только шарнирные опоры. Поэтому подшипники, ближайšie к указанным концам вала, можно на расчетных схемах изображать шарнирными опорами. В этом случае поперечные сечения вала, расположенные на шарнирных опорах, совершают шарнирные повороты на угол α .

Если в течение определенного промежутка времени свободные концы неподвижны в пространстве, такую фиксацию может обеспечить только заделка, поэтому подшипники, ближайšie к соответствующим концам вала, выполняют функцию заделки. В заделке шарнирный поворот балки невозможен. На рис. 1, з функцию заделки выполняет левый подшипник, на рис. 1, м — правый подшипник, а на рис. 1, и — оба подшипника.

Если же один или оба свободных конца опускаются вниз (рис. 1, к, л, м), каждый из соответствующих подшипников следует представлять на расчетной схеме двумя шарнирными опорами, расположенными на расстоянии друг от друга меньше ширины подшипника. Такие сложные опоры мы называем сдвоенными шарнирными опорами.

Наличие переходных схем (рис. 1, д, е) объясняется тем, что в основных расчетных схемах преобразование одного типа опоры в другой не может происходить мгновенно и одновременно в обоих подшипниках. Эти преобразования развиваются в течение конечного отрезка времени и в правой опоре происходят с некоторым запаздыванием по времени.

Перемещения свободных концов вала зависят от того, как детали подшипников при взаимодействии друг с другом оказывают сопротивление таким перемещениям. Поэтому тип опор, функции которых выполняют подшипники в каждый момент нагружения, могут быть установлены только на основе анализа характера взаимодействия деталей подшипников под нагрузкой.

2. Результаты исследования

Рассмотрим характер взаимодействия деталей шариковых радиальных однорядных подшипников, установленных враспор (рис. 2), а также то, как видоизменяется их взаимодействие под нагрузкой.

В исходном ненагруженном состоянии (рис. 2, а) между шариками и дорожками качения наружных

и внутренних колец имеются радиальный G_r и осевой G_a зазоры (рис. 2, в), зависящие от размеров дорожек качения и шариков. Условно считаем, что эти внутренние зазоры симметрично расположены относительно контура шариков. На величину зазоров кольца могут смещаться относительно друг друга в радиальном и осевом направлениях.

Приложим к валу комбинированную нагрузку F_r и F_a и на основе принципа суперпозиции проследим за тем, какое воздействие на подшипниковый узел оказывает сначала сила F_a , а затем — сила F_r . Под действием силы F_a (рис. 2, б) вал вместе с внутренними кольцами сместится вправо на величину осевого зазора G_a . По окончании смещения все шарики левого и правого подшипников окажутся защемленными между внутренними и наружными кольцами в точках касания A_1 и A_2 , A_3 и A_4 , а также D_1 и D_2 , D_3 и D_4 .

Здесь и далее мы используем термины «правый», «левый», «вверх», «вниз», имея в виду направления относительно изображения, представленного на рис. 2. Если в реальной конструкции изменить расположение конструктивных элементов или направления действия сил, следует соответствующим образом изменить и термины.

В результате последующего приложения и внешней радиальной силы F_r (см. рис. 2, б) вал прижимается к опорным точкам A_3 , D_3 и между опорами прогибается, а свободные концы слева и справа стремятся подняться вверх. Легко видеть, что подъем левого конца невозможен, так как верхний шарик защемлен между дорожками качения наружного и внутреннего колец. Поэтому левый конец вала остается неподвижен в пространстве. Когда мы используем термины «верхний» или «нижний» шарики, мы имеем в виду не один, а группу шариков, расположенных выше или ниже оси вала.

Как известно, если, реакции в опоре исключают перемещение конца вала (или балки), такая опора называется заделкой. Следовательно, в данный момент времени левый подшипник выполняет функцию не шарнирной опоры, а заделки. И поэтому именно заделкой он должен быть представлен на расчетной схеме (см. рис. 1, б).

Теперь обратимся к правому подшипнику (см. рис. 2, б). В результате осевого смещения вала

под действием осевой силы здесь также происходит защемление шариков, но его характер имеет ряд особенностей. Между шариками и теми частями дорожек качения, которые находятся слева от точек касания D_1 и D_4 и справа от точек D_2 и D_3 , формируются клинообразные зазоры, максимальная величина которых равна G_a — величине внутреннего осевого зазора в подшипнике.

При прогибе вала между опорами правый конец вала стремится подняться вверх, а внутреннее кольцо правого подшипника стремится совершить шарнирный поворот против часовой стрелки вокруг точки D_3 . Такому повороту в пределах внутренних зазоров подшипника не препятствуют никакие конструктивные элементы подшипникового узла. Поэтому внутреннее кольцо повернется на некоторый угол. Следовательно, пока зазоры в правом подшипнике не будут выбраны, правая опора на расчетной схеме (см. рис. 1, б) может быть признана шарнирной. А сама расчетная схема станет статически неопределимой — «заделка с дополнительной шарнирной опорой» (см. рис. 1, б).

Шарнирный поворот внутреннего кольца правого подшипника завершится, когда внутренние зазоры подшипника будут полностью выбраны (рис. 3). После этого все шарики окажутся защемленными между внутренним и наружным кольцами в точках D_1^* и D_2^* , а также D_3 и D_4 .

В этой ситуации подъем правого свободного конца вала прекратится, ось вала окажется зафиксированной в каком-то пространственном положении. Поэтому правая опора может быть, по аналогии с левым подшипником, признана заделкой. Если шарики окажутся защемленными и в левом, и в правом подшипниках, текущей расчетной схемой станет «двухсторонняя заделка» (см. рис. 1, в). В такой схеме оба конца вала под нагрузкой некоторое время останутся неподвижными.

Обратим внимание на важную особенность заделки в левом подшипнике. Нижняя часть сечения внутреннего кольца (см. рис. 2, б), расположенная над клиновым зазором (справа от точки A_3), нависает над нижним шариком и не испытывает подпора снизу. Поэтому общий прогиб вала между точками A_3 и D_3 может вызвать локальную упругую деформацию («проседание») этой нависающей части. «Проседание» будет иметь следующие последствия. По мере увеличения «проседания» точка контакта дорожки качения

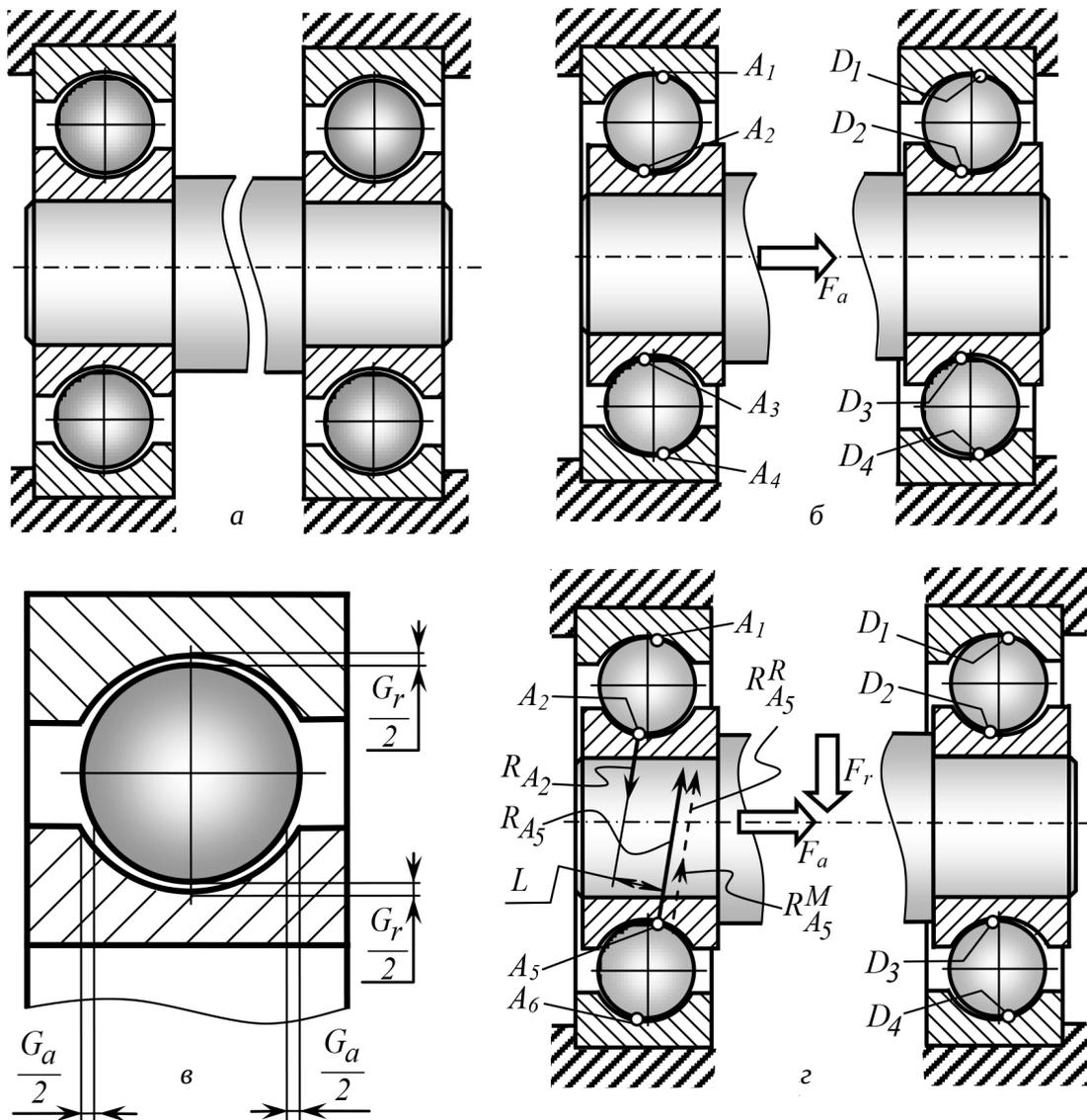


Рис. 2. Характер взаимодействия деталей подшипников в условиях комбинированного нагружения: а – внешняя нагрузка отсутствует; б – смещение вала под действием осевой силы F_a ; в – внутренние осевой G_a и радиальный G_r зазоры в подшипнике; г – «проседание» нижней части сечения внутреннего кольца левого подшипника

Figure 2. The nature of the interaction of bearing parts under combined loading conditions: а – no external load; б – displacement of the shaft under the action of axial force F_a ; в – internal axial G_a and radial G_r clearances in the bearing; г – “sagging” of the lower section of the inner ring of the left bearing

внутреннего кольца с шариком будет перемещаться по контуру шарика из точки A_3 в некоторую точку A_5 (рис. 2, г), конкретное положение которой зависит от жесткости вала и величины радиального зазора в подшипнике. При этом левый конец вала не будет изменять свое положения в пространстве. Состояние заделки слева сохранится.

Если после образования заделки справа (см. рис. 3) радиальная сила F_r будет возрастать, заделки слева

и справа преобразуются в сдвоенные шарнирные опоры. Расчетной схемой становится схема «две сдвоенные шарнирные опоры» (см. рис. 1, г).

Механизм формирования заделки и последующее ее преобразование в сдвоенную шарнирную опору поясним на примере левого подшипника. В точках A_2 и A_5 (рис. 2, г) развиваются противоположно направленные реакции R_{A_2} и R_{A_5} (изображены основными линиями), с которыми верхний и нижний шарики воздействуют

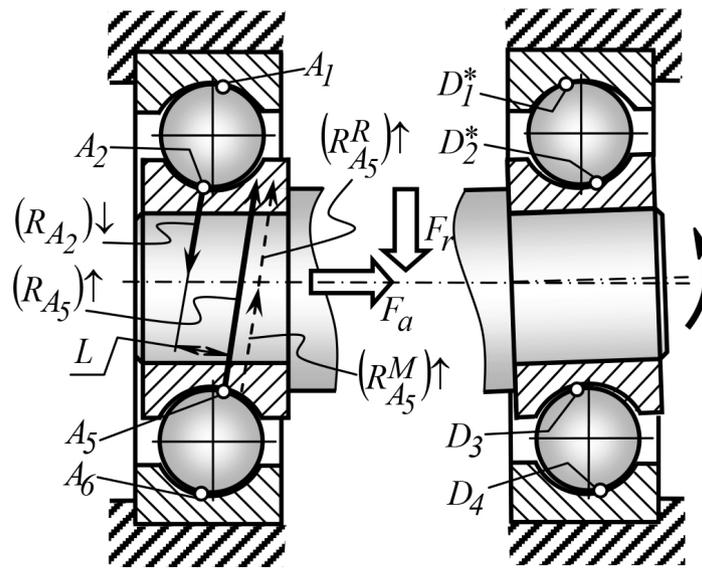


Рис. 3. Формирование схемы «две сдвоенные шарнирные опоры»
 Figure 3. Formation of the «two dual hinged support» scheme

на внутреннее кольцо и тем самым фиксируют левый конец вала, не позволяя ему подниматься. Величина реакции R_{A_5} в точке A_5 больше реакции R_{A_2} . Это объясняется тем, что внешняя радиальная сила F_r воздействует на точку A_5 непосредственно, а силовое воздействие на точку A_2 является вторичным и развивается в результате стремления левого конца вала подняться вверх. Так как $R_{A_5} > R_{A_2}$, разобьем: вектор реакции \vec{R}_{A_5} на два вектора $\vec{R}_{A_5}^R$ и $\vec{R}_{A_5}^M$ (обозначены пунктирными линиями). Поэтому $\vec{R}_{A_5} = \vec{R}_{A_5}^R + \vec{R}_{A_5}^M$. Пусть также $R_{A_2} = R_{A_5}^M$. Таким образом, векторы \vec{R}_{A_2} и $\vec{R}_{A_5}^M$ представляют собой пару сил, создающую изгибающий момент $M = R_{A_5}^M \cdot L = R_{A_2} \cdot L$, где L — плечо указанной пары сил, которая фиксирует левый конец вала и исключает его подъем. То есть в данном состоянии левый подшипник, благодаря указанной паре сил, выполняет функцию заделки. Из курса сопротивления материалов известно, что в заделке возникает изгибающий момент (в нашем случае это пара сил \vec{R}_{A_2} и $\vec{R}_{A_5}^M$) и радиальная реакция (в нашем случае это $\vec{R}_{A_5}^R$). Вектор $\vec{R}_{A_5}^R$ является радиальной реакцией,

поскольку направлен по радиусу к контуру дорожки качения внутреннего кольца. Верхний индекс R в выражении $R_{A_5}^R$ означает, что это часть полной реакции в точке A_5 , являющейся «классической» радиальной реакцией в заделке. Верхний индекс M в выражении $R_{A_5}^M$ означает, что это часть полной реакции в точке A_5 , которая является составляющей пары сил, создающей «классический» момент M в заделке.

Пока величины реакций \vec{R}_2 и \vec{R}_5 невелики, они способны только удерживать левый конец вала от подъема.

При увеличении внешней радиальной силы F_r увеличивается прогиб вала между левым и правым подшипниками и, следовательно, увеличивается силовое воздействие шариков на точки A_2 и A_5 . Соответственно, реакции в этих точках увеличиваются, а их значения обозначим $(R_{A_2})\downarrow$ и $(R_{A_5})\uparrow$ (стрелки, направленные вверх или вниз, означают увеличенные значения реакций)

(см. рис. 3). По аналогии с предыдущим запишем $(R_{A_5})\uparrow = (R_{A_5}^R)\uparrow + (R_{A_5}^M)\uparrow$ и $(R_{A_2})\downarrow = (R_{A_5}^M)\uparrow$. Увеличенная пара сил $(R_{A_2})\downarrow$ и $(R_{A_5}^M)\uparrow$ стремится опустить левый конец вала вниз и, когда увеличенный изгибающий момент $M = (R_{A_5}^M)\uparrow \cdot L = (R_{A_2})\downarrow \cdot L$, соз-

даваемый этой парой сил, преодолеет сопротивление вала, зависящее от его жесткости, левый конец опустится вниз. Следовательно, левый подшипник станет выполнять функцию двух шарнирных опор: A_2 и A_5 (мы называем это состояние сдвоенной шарнирной опорой). После образования заделки в правом подшипнике сдвоенная шарнирная опора будет сформирована аналогичным образом и там. Текущей расчетной схемой станет схема «две сдвоенные шарнирные опоры» (см. рис. 1, г), при которой оба свободных конца вала (и левый, и правый) будут стремиться опуститься вниз (рис. 1, к).

Дальнейшее увеличение радиальной силы F_r^k не приведет к изменению вида опор на расчетной схеме вплоть до разрушения вала или подшипников.

3. Обсуждение

1. При установке шариковых радиальных однорядных подшипников по схеме враспор и приложении к валу комбинированной нагрузки, включающей осевую F_a и непрерывно возрастающую радиальную F_r силы, подшипники не выполняют функции, предписываемые традиционной расчетной схемой двухопорной балки. А в действительности происходит преобразование вида опор, функцию которых в каждый момент времени выполняют подшипники. Так, слева исходная заделка (см. рис. 2, б) преобразуется в сдвоенную шарнирную опору (см. рис. 3), а справа — исходная шарнирная опора (см. рис. 2, г) преобразуется сначала в заделку (см. рис. 3), а затем уже — в сдвоенную шарнирную опору (см. рис. 1, г). Следовательно, развиваются три основные расчетные схемы «заделка с дополнительной шарнирной опорой» (см. рис. 1, б), «двухсторонняя заделка» (см. рис. 1, в) и «две сдвоенные шарнирные опоры» (см. рис. 1, г).

Новые расчетные схемы, отличные от традиционной схемы, очень важны для изделий авиационной и космической техники, поскольку состав, направления и величина действительных реакций в этих схемах отличаются от традиционно ожидаемых. А это, в свою очередь, означает, что силы, действующие на подшипники, а также их работоспособность и долговечность могут существенно отличаться от значений, предписываемых традиционной методикой расчета подшипников

(конкретный пример будет показан ниже). Это может быть чревато тяжелыми авариями, неожиданными и необъяснимыми с точки зрения существующей теории.

2. Принимая во внимание выявленные новые особенности, связанные со статически неопределимыми схемами, потребуется разработать новые рекомендации по проектированию подшипниковых узлов с тем, чтобы гарантировать их работу в условиях расчетной схемы, которая будет наиболее благоприятной в заданных условиях эксплуатации.

3. Потребуется внести изменения во многие традиционно сформировавшиеся представления об изготовлении, регулировке и эксплуатации подшипниковых узлов.

4. Потребуется также доработать методику расчета подшипников на долговечность, поскольку традиционная методика предполагает, что на подшипник действует либо одна радиальная сила, либо группа сил, которая может быть приведена к одной суммарной силе.

5. Необходимо будет сформулировать и ввести в научно-технический обиход новые понятия статической радиальной и динамической радиальной грузоподъемностей, вероятно, отдельно для каждой расчетной схемы, либо разработать новые аналогичные понятия, а также отразить их в новых справочниках и каталогах производителей подшипников (потребуется указывать по пять значений статической радиальной и по пять значений динамической радиальной грузоподъемностей для каждого подшипника применительно к каждой расчетной схеме). В существующих стандартах эти термины основаны на представлении о простой двухопорной балке и, соответственно, под ними понимают одну радиальную силу, действующую на подшипник, в то время как, например, в заделке таких сил три: $R_{A_2}, R_{A_5}^M, R_{A_5}^R$.

6. Необходимо будет разработать новые методики испытаний подшипников отдельно для каждой расчетной схемы, поскольку из-за того, что состав и величина реакций в них не взаимосвязаны, долговечность подшипников во всех схемах будет различной.

7. Потребуется также разработка новых методик расчета валов на статическую прочность и выносливость, так как существующие методики основаны на использовании расчетной схемы двухопорной балки.

8. Реакции R_{A_2} и R_{A_5} , возникающие в точках A_2 и A_5 (рис. 2, г), удерживают левый конец вала от подъема, вызываемого общим прогибом вала между опорами. Для осуществления такого удержания необходимо, чтобы величины R_{A_2} и R_{A_5} были больше, чем реакции в традиционной двухопорной балке. Поэтому подшипники в действительности работают в более тяжелых условиях, чем предполагалось ранее, и можно ожидать снижения их действительной долговечности по сравнению с расчетной, определяемой по традиционной методике (см. конкретный пример применения).

На этот факт обратили внимание и ведущие производители подшипников. Расхождение между расчетным и действительным ресурсом может достигать до 3...5 раз [9], а по некоторым данным — до 50...100 раз [1]. Было высказано предположение, что такое расхождение связано с особенностями состояния масляного слоя, температурными эффектами в нем [10; 11], загрязнением смазки [2; 3; 12; 13], а также особенностями контактного взаимодействия и контактного разрушения тел качения и дорожек качения [14–16]. Необходимость учета этих и других параметров при постоянных и переменных условиях нагружения нашли отражение в [12; 13], а также работах известных ученых [17–20], направленных на повышение нагрузочной способности и долговечности подшипников. Но, вероятнее всего, причина расхождений между расчетным и действительным ресурсом заключается именно в более тяжелых условиях работы подшипников, чем предполагает традиционная методика.

9. Конкретный пример применения.

Для объективного прогнозирования долговечности проектируемых подшипниковых узлов и, соответственно, ресурса их безотказной работы в изделиях авиационной и комической техники необходимо дать ответы на следующие вопросы: 1) какова величина реальных сил, действующих на подшипники (реакций в опорах статически неопределимых схем); 2) можно ли оценить степень влияния этих реакций на долговечность подшипников по сравнению с общепринятым подходом, основанным на традиционной расчетной схеме; 3) имеет ли вообще смысл учитывать в реальной практике статически неопределимые схемы.

В данном примере будут даны ответы на поставленные вопросы.

Исходные данные. Вал нагружен комбинированной нагрузкой, причем радиальная сила $F_r = 1244$ Н приложена посередине между левой опорой A и правой опорой D . Применены подшипники 305 ГОСТ 8338—75. Внутренний диаметр подшипников $d = 25$ мм, внешний диаметр $D = 62$ мм, ширина $B = 17$ мм; расстояние между серединами подшипников $l = 76$ мм; вал гладкий $\varnothing 25$ мм. Все геометрические и силовые параметры взяты из реально проведенных авторами экспериментов.

Сравним величины реакций в опорах A и D , а также оценим долговечность подшипников в двух вариантах: 1) в традиционном подходе (см. рис. 1, а) на основе двухопорной балки и 2) в наиболее мягкой статически неопределимой расчетной схеме «заделка с дополнительной шарнирной опорой» (см. рис. 1, б).

Радиальные реакции в опорах по традиционной схеме (индекс 1 после скобок):

$$(R_A)_1 = (R_D)_1 = F_r/2 = 622 \text{ Н.}$$

Схема по рис. 1, б (всем параметрам присвоен индекс 2 после скобок). Из курса сопромата известно, что в левой опоре A (заделка) возникает радиальная реакция $(R_A)_2 = (R_{A_5}^R)_2 = \frac{11}{16} \cdot F_r = 855,25$ Н

и момент $(M_A)_2 = \frac{3}{16} \cdot F_r \cdot l = 17727$ Н·мм, а в правой шарнирной опоре D — радиальная реакция $(R_D)_2 = \frac{5}{16} \cdot F_r = 388,75$ Н.

Чем дальше влево в направлении оси вала будет смещена точка A_2 (см. рис. 3) и чем дальше вправо будет смещена точка A_5 , тем больше будет величина плеча L и тем меньше будет величина сил R_{A_2} и $R_{A_5}^M$. Так как положение точек A_2 и A_5 зависит от конкретных параметров подшипникового узла и пока нам неизвестно, определим реакции в заделке для следующих пяти предполагаемых значений L : $L_1 = 1$ мм, $L_2 = 2$ мм, $L_3 = 5$ мм, $L_4 = 10$ мм и $L_5 = 17$ мм (табл. 1).

В настоящее время не существует методики для определения величины долговечности L_S подшипников на основе статически неопределимых схем. Поэтому для того, чтобы можно было сравнить долговечность L_S с традиционной долговечностью L , опираясь на традиционную методику, упростим задачу и в схеме «заделка с дополнительной шарнирной

опорой» оценку будем вести по величине реакций в заделке (наиболее нагруженная левая опора A). При этом введем следующие допущения:

а) реакции от внешней осевой силы F_a учитывать не будем;

б) в заделке влияние радиальных реакций будем оценивать только по величине полной радиальной реакции в точке A_5 (см. рис. 3): $R_{A_5} = R_{A_5}^M + R_{A_5}^R$ (это наибольшая радиальная реакция в данной опоре); влияние реакции R_{A_2} учитывать не будем.

Сравнение L_S с L будем производить в следующей последовательности. Для каждого выбранного значения плеча L определяем:

1) величину $R_{A_5}^M$ — составляющую пары сил, формирующих так момент M_A : $M = R_{A_5}^M \cdot L = 17727 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, $R_{A_5}^M = \frac{17727}{L} \text{ Н}$;

2) полную реакцию в точке A_5 :

$$A_5: (R_{A_5})_2 = R_{A_5}^M + R_{A_5}^R = R_{A_5}^M + 855,25 \text{ Н};$$

3) величину ΔR превышения реакции $(R_{A_5})_2$ в статически неопределимой схеме над реакцией $(R_A)_1 = 622 \text{ Н}$ в двухопорной балке: $\Delta R = (R_{A_5})_2 / 622$;

4) степень снижения ΔL действительной долговечности L_S в статически неопределимой схеме

по сравнению с традиционной долговечностью L : $\Delta L = \frac{L}{L_S}$. В соответствии с традиционной методикой

$$\Delta L = (\Delta R)^3.$$

Результаты вычислений приведены в табл. 1.

Анализ данных табл. 1 показывает, что для подшипниковых узлов, работающих в изделиях авиационной и космической техники в условиях расчетной схемы «заделка с дополнительной шарнирной опорой», нецелесообразно определять долговечность L подшипников традиционным способом, основанным на общепринятой двухопорной балке, поскольку будут получены неоправданно оптимистичные (завышенные) результаты с ошибкой от 28,37 до 26663,9 раза. Причем такие результаты будут получены даже, если в конструкции будут учтены все общепринятые рекомендации по рациональному проектированию аналогичных узлов. Применительно к изделиям авиационной и космической техники указанное расхождение является безусловно, неприемлемым. Это указывает на настоятельную необходимость разработки новых методов расчетов, проектирования, изготовления, эксплуатации и испытаний ответственных подшипниковых узлов. Все эти методы должны быть основаны на реальных статически неопределимых расчетных схемах.

Таблица 1

Оценка степени снижения реальной долговечности L_S подшипников в статически неопределимой схеме «заделка с дополнительной шарнирной опорой» по сравнению с традиционной методикой

Table 1

Assessment of the degree of reduction in the actual durability of bearings in the statically indeterminate scheme «cantilever beam with an additional pivot bearing» in comparison with the traditional method

№ п/п	L , мм	$R_{A_5}^M = 17727/L$, Н	$(R_{A_5})_2 = R_{A_5}^M + 855,25$, Н	$\Delta R = (R_{A_5})_2 / 622$, Н	$\Delta L = (\Delta R)^3$
1.	$L_1 = 1$	$R_{A_5}^M = 17727$	18582,25	29,875	26663,9
2.	$L_2 = 2$	$R_{A_5}^M = 8863,5$	9718,75	15,625	3814,7
3.	$L_3 = 5$	$R_{A_5}^M = 3545,4$	4400,65	7,075	353,4
4.	$L_4 = 10$	$R_{A_5}^M = 1772,7$	2627,95	4,225	75,42
5.	$L_5 = 17$	$R_{A_5}^M = 1042,8$	1898,05	3,05	28,37

Выводы

1. Для условий комбинированного нагружения разработана теоретическая модель поведения шариковых радиальных однорядных подшипников, установленных враспор. Обоснование данной модели, получившей экспериментальное подтверждение, выполнено на основе анализа реального взаимодействия деталей подшипников под нагрузкой. Модель включает в себя пять статически неопределимых расчетных схем.

2. Полученные результаты более адекватно, чем традиционная расчетная схема, описывают характер нагружения и поведение подшипниковых узлов на шариковых радиальных однорядных подшипниках, поэтому указанные результаты могут быть применимы в изделиях авиационной и космической техники, то есть в областях, где широко применяются подшипники качения и требуется их длительная безотказная работа.

Список литературы

1. Носов В.В. Подшипниковые узлы современных машин: энциклопедический справочник. М.: Изд-во «Машиностроение», 1997. 639 с.
2. Фомин М.В. Определение коэффициентов эквивалентности для переменных режимов нагружения зубчатых передач и подшипников качения // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2007. № 8. С. 39—48.
3. Фомин М.В. Расчет опор с подшипниками качения с учетом новых стандартов // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2017. № S3. С. 1—16. doi:10.14489/hb.supr.2017.03.pp.001-016
4. Генеральный каталог. М.: Изд-во ЕПК, 2011. 448 с.
5. Rolling bearings, PUB BU/P1 10000/36, EN August 2016, SKF group 2016. 1362 p.
6. Андропова А.Г., Майоров А.С., Талипов Т.И. Совершенствование методики расчета валов на статическую прочность // Молодежный научно-технический вестник. 2015. № 12. 24 с.
7. Кириловский В.В., Москвин В.А. Новый подход к выбору расчетной схемы для роликовых конических подшипников, установленных враспор // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2017. № 9. С. 24—29.
8. Полубарьев И.Н., Дворянинов И.Н., Салиев Е.Р. Экспериментальная проверка нового подхода к определению нагрузок, действующих на шариковые радиальные однорядные подшипники // Форум молодых ученых. 2017. № 9 (13). С. 591—600.

9. Орлов А.В. Определение нагруженности рабочих поверхностей опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 5. С. 73—79.

10. Ряховский О.А., Гончаров С.Ю., Сыромятников В.С. Экспериментальное определение температуры в подшипниках качения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 10. С. 3—9.

11. Сыромятников В.С., Гончаров С.Ю., Ряховский О.А. Экспериментальное исследование подшипников качения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 3. С. 11—18.

12. Международный стандарт ISO 281:2007. Dynamic load ratings and rating life.

13. ГОСТ 18855—2013. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и номинальный ресурс. М.: Изд-во Стандартиформ, 2014. 50 с.

14. Матвиенко Ю.Г., Бубнов М.А. Контактное взаимодействие и разрушение поверхностного слоя в условиях трения качения и заклинивания // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 4. С. 43—49.

15. Нахатакян Ф.Г. Механика контактного сближения упругих тел в задаче Герца // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 5. С. 48—56.

16. Нахатакян Ф.Г. Расчетное определение упругой податливости роликовых подшипников на основе теории Герца // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 1. С. 28—32.

17. Орлов А.В. Оценка надежности шарикоподшипника по критерию стабильности сцепления // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 77—83.

18. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 71—79.

19. Павлов В.Г. Ресурс работы радиального шарикоподшипника по условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 6. С. 102—111.

20. Орлов А.В. Повышение статической грузоподъемности шарикоподшипников // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 5. С. 67—70.

References

1. Nosov VV. *Podshipnikovye uzly sovremennyh mashin: Enciklopedicheskij spravochnik [Bearing units of modern machines: Encyclopedic reference book]*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1997. (In Russ.)
2. Fomin MV. *Opredelenie koefitsientov ekvivalentnosti dlya peremennyh rezhimov nagruzheniya zubchatyh peredach i podshipnikov kacheniya [Determination of equivalence coefficients for variable loading modes of gears and rolling*

bearings]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal (Handbook. An Engineering journal with appendix)*. 2007;8:39–48. (In Russ.)

3. Fomin MV. Calculations of rolling bearings supports according to new standards. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal» (Handbook. An Engineering journal with appendix)*. 2017; S3:1–16. (In Russ.) doi: 10.14489/hb.sup.2017.03.pp.001-016

4. *General'nyj katalog [General catalog]*. Moscow: EPK, 2011. (In Russ.)

5. Rolling bearings, PUB BU/P1 10000/36, EN August 2016, SKF group 2016. 1362 p.

6. Andronova AG, Mayorov AS, Talipov TI. Improvement of the method of calculating shafts for static strength. *Youth Scientific and Technical Bulletin*. 2015;12:24. (In Russ.)

7. Kirillovskiy VV, Moskvina VA. A new approach to the choice of the calculation scheme for roller tapered bearings installed by surprise. *International journal of applied and fundamental research*. 2017;9:24–29. (In Russ.)

8. Polubariyev IN, Dvoryaninov IN, Saliev ER. Experimental verification of a new approach to the determination of the loads acting on the single-row radial ball bearings. *The forum of young scientists*. 2017;9(13):591–600. (In Russ.)

9. Orlov AV. Determination of the load on the working surfaces of the rolling bearings *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin [Problems of Mechanical Engineering and Machine reliability]*. 2008;5:73–79. (In Russ.)

10. Riahovskiy OA, Goncharov SIy, Syromiatnikov VS. Experimental determination of temperature in rolling bearings. *News of higher educational institutions. Mechanical Engineering*. 2014;10:3–9. (In Russ.)

11. Syromiatnikov VS, Goncharov SIy, Riahovskiy OA. Experimental study of rolling bearings. *News of higher educational institutions. Mechanical Engineering*. 2013;3:11–18. (In Russ.)

12. International standard ISO 281: 2007 «Dynamic load ratings and rating life».

13. GOST 18855—2013. Rolling bearings. Dynamic design load capacity and rated service life. Moscow, Standardinform Publ; 2014. (In Russ.)

14. Matvienko IyG, Bubnov MA. Contact interaction and destruction of the surface layer under conditions of rolling friction and jamming. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin [Problems of Mechanical Engineering and Machine reliability]*. 2009;4:43–49. (In Russ.)

15. Nahatakiyan FG. Mechanics of contact convergence of elastic bodies in the Hertz problem. *Problems of Mechanical Engineering and Machine reliability*. 2010;5:48–56. (In Russ.)

16. Nahatakiyan FG. Numerical determination of the elastic compliance of roller bearings using the hertz theory. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2011;40(1):23–26.

17. Orlov AV. Evaluation of the reliability of a ball bearing by the criterion of coupling stability. *Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability*, 2004;4:77–83. (In Russ.)

18. Orlov AV. The effect of wear on the performance of rolling bearings. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin [Problems of Mechanical Engineering and Machine reliability]*. 2007;5:71–79. (In Russ.)

19. Pavlov VG. Service life of a deep groove ball bearing according to the condition of maximum permissible wear. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin [Problems of Mechanical Engineering and Machine reliability]*. 2007;6:102–111. (In Russ.)

20. Orlov AV. Povyshenie staticheskoy gruzopod emnosti sharikopodshipnikov [Increasing the static load capacity of ball bearings]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin [Problems of Mechanical Engineering and Machine reliability]*. 2009;5:67–70. (In Russ.)

Сведения об авторах

Кириловский Валерий Владимирович, доцент кафедры основ конструирования машин, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), кандидат технических наук; eLIBRARY SPIN-код: 4512-5571; e-mail: proekt.33@yandex.ru

Белосов Юрий Вениаминович, доцент кафедры основ конструирования машин, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), кандидат технических наук; Scopus Author ID: 57192978540, eLIBRARY SPIN-код: 7102-6966; e-mail: belou.80@mail.ru

About the authors

Valeriy V. Kirilovskiy, Associate Professor of the Department of Bases of Machine, Bauman Moscow State Technical University (National Research University), PhD (Technical Sciences); eLIBRARY SPIN-code: 4512-5571; Contact information: e-mail: proekt.33@yandex.ru

Yuri V. Belousov, Associate Professor of Department of Basis of Machine, Bauman Moscow State Technical University (National Research University), PhD (Technical Sciences); Scopus Author ID: 57192978540, eLIBRARY SPIN-code: 7102-6966; e-mail: belou.80@mail.ru