

СПОСОБ УСТРАНЕНИЯ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ РОЛИКОВ МЕЖВАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ С ПОМОЩЬЮ ОВАЛИЗАЦИИ КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА В ЭКСПЛУАТАЦИИ

ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют":
Алексей Юрьевич Потапов, директор по НИР и ОКР
Юрий Борисович Назаренко, ведущий конструктор, к.т.н.

Рассматривается способ устранения проскальзывания роликов малонагруженных межвальных подшипников с помощью оваллизации внешнего кольца в эксплуатации, которая происходит под действием центробежных сил при наличии двух мест в окружном направлении кольца с погонной массой отличной от исходного состояния. Разработана методика установления параметров посадки подшипника и монтажного люфта для реализации постоянного контакта роликов с кольцами на всех режимах эксплуатации двигателя.

In this article the method of the low-loaded intershaft bearing rollers' slipping elimination by the external ring ovalization in the maintenance is discussed. The ovalization is created by the centrifugal forces in case of two parts in the bearing ring round surface with changed mass per unit length existence. Methods of estimating the dimensional characters of the bearing seating and a play supporting the constant contact of rollers and rings in all operating conditions are elaborated.

Ключевые слова: вал, межвальная подшипник, посадочные места под подшипник, люфт подшипника, натяг роликов, центробежные силы, локальные места кольца с измененной погонной массой, оваллизация кольца подшипника.
Keywords: bearing shaft, intershaft bearing, bearing seats, bearing play, roller tension, centrifugal forces, bearing ring parts with changed mass per unit length, bearing ring ovalization.

Введение

Межвальные подшипники, на которых смонтированы валы газотурбинного двигателя, в процессе работы двигателей часто бывают недозагружены. Кроме этого в процессе эксплуатации под действием центробежных сил при вращении внешнего кольца и давления роликов на него зазор подшипника увеличивается, что ухудшает условия его работы.

В данной ситуации ролики "зависают", то есть, они не контактируют с двумя кольцами одновременно, а прижимаются к внешнему кольцу и частота их вращения относительно оси подшипника стремится к частоте вращения внешнего кольца. Однако при изменении режимов работы двигателя или при перегрузках и эволюциях самолета, нагрузки на подшипники могут увеличиваться. В момент контакта тел качения с двумя кольцами подшипника ролики начинают вращаться с частотой, равной половине суммы частот роторов и частота их вращения должна снизиться (если внешнее кольцо вращается быстрее внутреннего) и в этот момент их начинает тащить сепаратор, который вместе с роликами в период их зависания получил большую скорость. Отмеченное выше обуславливает большие динамические нагрузки и проскальзывание роликов относительно дорожек качения колец подшипников, что снижает срок их службы за счет износа роликов, колец, сепаратора и вызывает ударные нагрузки.

В этой связи был разработан способ устранения проскальзывания тел качения и конструкция радиального роликового подшипника (патент РФ №116583 от 27.05.12 г.), обеспечивающие на всех режимах эксплуатации постоянный контакт части роликов с кольцами, что позволяет исключить проскальзывание роликов относительно колец [1].

1. Сущность способа устранения проскальзывания роликов в слабонагруженных подшипниках

Сущность данного способа заключается в оваллизации внешнего кольца подшипника в эксплуатации, которая происходит под действием центробежных сил при наличии двух мест (в окружном направлении) с погонной массой отличной от исходного состояния.

Техническим результатом данного способа является повышение долговечности подшипника и эффективности его работы, особенно для подшипников с вращающимся внешним кольцом или двумя одновременно (межвальным), за счет обеспечения гарантиро-

ванного контакта определенного количества роликов с дорожками колец подшипника.

Указанный технический результат обеспечивается тем, что в роликовом радиальном подшипнике на одном из колец подшипника диаметрально противоположно образованы места, имеющие большую или меньшую массу по сравнению с остальными участками кольца, причем места, имеющие меньшую массу, образованы удалением с них материала кольца, а места, имеющие большую массу, образованы добавлением грузов на кольцо, что наиболее просто реализуется при его изготовлении.

Сущность работы модели рассмотрим на примере двигателя АЛ-31Ф, где был реализован предлагаемый способ на межвальном подшипнике.

Во внешнем кольце роликового подшипника типоразмера 95х130х18 мм методом электроэрозии изготовлены в радиальном направлении по два паза с противоположных торцов на двух диаметральных местах кольца (рис. 1). Размер каждого паза составляет 6,1х4,2х2,2 мм (в окружном направлении) и глубиной в радиальном направлении). Уменьшение массы на каждом пазе равно 0,375 г, а на двух торцевых - по 0,75 г.

При монтаже подшипника в углубления вставляют шпонки или штифты (рис. 2), которые устраняют проскальзывание наружного кольца подшипника относительно посадочного места наружного вала.

Под действие центробежных сил кольца и роликов при вращении внешнего кольца с частотой 13 300 об/мин. происходит оваллизация кольца: уменьшение диаметра с уменьшенными участками кольца составляет 4,6 мкм по сравнению с неподвижным кольцом, а в

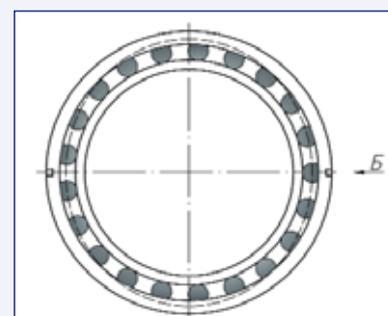


Рис. 1. Вариант с четырьмя пазами (пунктиром показана оваллизация)

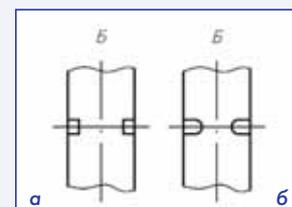


Рис. 2. Паза прямоугольные: под шпонку (а), круглые под штифт (б)

диаметрально противоположном направлении происходит увеличение диаметра на 98 мкм (рис. 3).

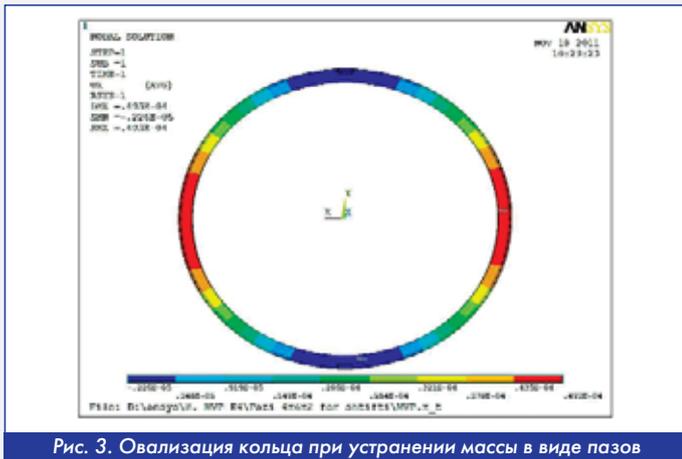


Рис. 3. Овализация кольца при устранении массы в виде пазов

Центробежные силы роликов учитывались в виде приложения давления на беговую дорожку внешнего кольца при частоте вращения роликов равной полусумме частот вращения внешнего и внутреннего колец. Расчеты были реализованы в программном комплексе "ANSYS".

Наличие на двух диаметрально противоположных сторонах кольца локальных мест с иной массой приводит к тому, что при вращении кольца происходит его овализация и на малой оси вала, где диаметр кольца уменьшается, люфт подшипника будет устранен, и ролики будут контактировать одновременно с двумя кольцами.

Для осуществления овализации кольца его установка на посадочное место (вал) должна производиться с зазором, достаточным для отсутствия контакта кольца с валом по большому диаметру овала.

В осевом направлении кольца подшипника должны быть установлены свободно. С двух сторон (или с одной) подшипника размещают стопорные кольца.

При вращении внешнего кольца, посадочное место под него (вал) также вращается с такой же частотой и происходит увеличение диаметра посадочного вала на 50 мкм. В этом случае зазор между кольцом подшипника и посадочным валом при неподвижном роторе должен быть 50 мкм.

В рассмотренном примере при монтажном люфте подшипника не более 4 мкм натяг роликов происходит на режимах при частоте вращения 90 %.

2. Посадка внешнего кольца на ролики при обеспечении их натяга на всех режимах эксплуатации

Для обеспечения надежной работы межвольного подшипника во всем диапазоне частот вращения необходимо более существенное удаление металла или локальное уменьшение жесткости кольца.

Рассмотрим два варианта удаления материала и фиксации кольца подшипника в торцевом направлении. Паза изготовлены по два паза с каждого торца на двух диаметральных местах кольца. Размеры каждого паза составляли 6,05 мм (радиальное), 6,1 мм (окружное) и 3 мм (осевое) для первого варианта и 1,5 мм для второго варианта. Удаление массы с двух спаренных пазов составило 1,6 г. и 0,75 г.

При определенном вращении внешнего кольца происходит натяг роликов при уменьшении диаметра кольца в зонах с уменьшенной погонной массой. Так, для первого варианта посадка кольца на ролики реализуется при 24 % оборотов, а для второго варианта - 48 % от максимальной частоты вращения внешнего кольца. Эти частоты находятся ниже рабочего диапазона частот, что предопределяет натяг роликов на всех режимах эксплуатации двигателя.

При посадке кольца на ролики при дальнейшем увеличении частоты вращения происходит увеличение центробежных сил кольца и оно продолжает вытягиваться в ортогональном направлении относительно посадки на ролики.

Для определения максимального диаметра кольца при посадке его на ролики и дальнейшем увеличении оборотов была рассмотрена контактная задача и результаты расчета увеличения диаметра кольца при 100 % оборотов и посадке его при различных монтажных люфтах подшипника для первого и второго вариантов представлены на рис. 4.

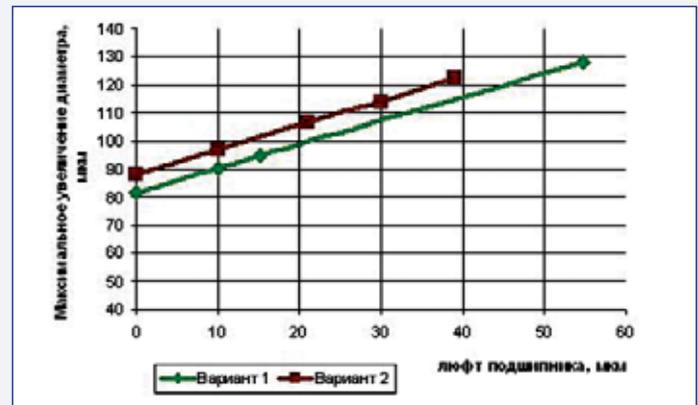


Рис. 4. Зависимость максимального увеличения диаметра кольца от люфта подшипника

С учетом увеличения диаметра посадочного места под внешнее кольцо подшипника на 50 мкм, определим величину зазора его посадки (диаметральный) при различных люфтах подшипника (рис. 5).

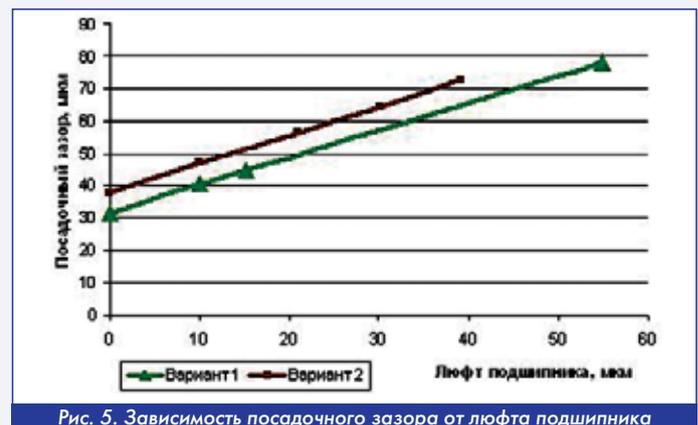


Рис. 5. Зависимость посадочного зазора от люфта подшипника

Как видно из графиков (рис. 5) при монтажном люфте подшипника в диапазоне от нуля до 10 мкм при пазах по первому варианту, посадочный зазор должен быть не менее 40 мкм, а по второму варианту - 47 мкм.

В этом случае при посадке внешнего кольца на ролики, второй посадки на посадочное место по большой оси овала не произойдет и это обеспечит надежную работу межвольного подшипника при обеспечении гарантированного контакта роликов с двумя кольцами одновременно.

3. Методика определения параметров посадки подшипника и монтажного люфта

Деформирование внешнего кольца под действием центробежных сил при его вращении до момента посадки кольца на ролики будет определяться следующими факторами.

Радиальным полярно симметричным деформированием равномерного кольца (без пазов) и неравномерным деформированием кольца в окружном направлении (овализация) за счет локального изменения погонной массы кольца на двух диаметральных участках, которое можно оценить, если приложить к кольцу на этих участках две силы, направленные к центру и равные центробежной силе от удаленной массы.

Кроме этого, необходимо учесть также локальные изменения жесткости кольца на месте выполнения пазов.

Равномерное деформирование кольца определим приложив к

кольцу погонную нагрузку от центробежных сил кольца и роликов, которая составит

$$g = F \cdot \rho \cdot R_k \omega^2 + \frac{Z \cdot m_p \cdot R_p \omega_c^2}{2\pi R_k}, \quad (1)$$

где F - площадь внешнего кольца в поперечной плоскости по оси подшипника; ρ - плотность материала кольца; R_k - радиус беговой дорожки кольца; ω - круговая скорость вращения внешнего кольца; Z - количество роликов; m_p - масса каждого ролика; R_p - радиус траектории вращения роликов; ω_c - круговая скорость вращения роликов (сепараторная частота), приближенно можно принять $\omega_c = 0,88\omega$.

Определяя нормальные силы в кольце подшипника

$$N = g \cdot R_k \quad (2)$$

и, используя закон Гука, окружные деформации

$$\varepsilon_\theta = \frac{g \cdot R_k}{F \cdot E}, \quad (3)$$

установим радиальное перемещение кольца под действием равномерной нагрузки

$$\Delta R = \varepsilon_\theta \cdot R_k = \frac{g \cdot R_k^2}{F \cdot E}. \quad (4)$$

Неравномерное деформирование кольца под действием двух сосредоточенных диаметральных сил P при удалении массы m (рис. 6)

$$P = m \cdot R_k \cdot \omega^2, \quad (5)$$

при известном законе распределения изгибающих моментов [2]

$$M = -0,182P \cdot R_k + 0,5P \cdot R_k (1 - \cos\theta), \quad (6)$$

установим энергетическим методом, приравнявая работу внешних сил при перемещении контура кольца Δ от силы P

$$A = P \cdot \Delta \quad (7)$$

потенциальной энергии, накопившейся в кольце под действием изгибающего момента, пренебрегая потенциальной энергией от нормальных сил ввиду их не существенного влияния [2]

$$U = 4 \int_0^{\pi/2} \frac{R_k M^2 d\theta}{2EJ} = 4 \int_0^{\pi/2} \frac{R_k^3 \cdot P^2 (0,318 - 0,5\cos\theta)^2 d\theta}{2EJ}, \quad (8)$$

где E - модуль упругости кольца; J - момент инерции поперечного сечения кольца.

Из решения уравнений (7) и (8), находим максимальное значение радиального уменьшения (увеличения) контура кольца

$$\Delta = \frac{0,0746 R_k^3 \cdot P}{EJ}. \quad (9)$$



Рис. 6. Расчетная схема кольца, с приложенными двумя сосредоточенными силами



Рис. 7. Расчетная схема половины кольца, нагруженной двумя сосредоточенными силами

Перемещения в кольце при локальном уменьшении жесткости в местах изготовления пазов, определим с помощью экстраполяции между перемещениями для цельного кольца и для кольца с нулевой жесткостью в местах изготовления пазов, т.е. для половины кольца (рис. 7).

Изгибающие моменты при нагружении половины кольца двумя силами будут равны

$$M = -0,5P \cdot R_k \cos\theta. \quad (10)$$

Определяя потенциальную энергию половины кольца

$$U = 2 \int_0^{\pi/2} \frac{R_k^3 \cdot P^2 \cos^2\theta d\theta}{8EJ} = 0,196 R_k^3 \cdot P^2, \quad (11)$$

находим максимальное значение уменьшения контура кольца

$$\Delta' = \frac{0,392 R_k^3 \cdot P}{EJ}. \quad (12)$$

Максимальное увеличение контура кольца будет равно

$$\Delta'' = \frac{0,26 R_k^3 \cdot P}{EJ}. \quad (13)$$

Для любого ослабления жесткости кольца максимальное уменьшение контура кольца (радиальное) определим из выражения

$$\Delta = \frac{R_k^3 \cdot P}{EJ} \left[0,0746 + \frac{0,317(J - J^*)}{J} \right], \quad (14)$$

а увеличения контура кольца составит

$$\Delta = \frac{R_k^3 \cdot P}{EJ} \left[0,0746 + \frac{0,185(J - J^*)}{J} \right], \quad (15)$$

где J и J^* - момент инерции целого кольца и в месте изготовления пазов.

Методику расчета овализации и определения параметров посадки кольца рассмотрим на примере межвального подшипника с параметрами 95x130x18 мм. На внешнем кольце подшипника на двух диаметральных участках были выполнены по два торцевых паза 6,05 мм (радиальное), 6,1 мм (окружное) и 1,5 мм (осевое). Момент инерции поперечного сечения целого кольца составил $0,226 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$ и в зоне изготовления пазов - $0,182 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$. Площадь поперечного сечения $F = 0,88 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и радиус беговой дорожки $R_k = 0,0605 \text{ м}$. Масса одного ролика равна $m_p = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$, количество роликов $Z = 28$ шт., радиус траектории вращения роликов $R_p = 0,056 \text{ м}$. Масса удаленного металла на двух пазах составила $m = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$. Монтажный люфт равен 10 мкм.

Из выражения (1) определим погонную нагрузку от центробежных сил

$$g = 0,057 \cdot \omega^2, \quad (16)$$

а из (4) - радиальное расширение кольца

$$\Delta R = 1,19 \cdot 10^{-11} \cdot \omega^2 \text{ м}. \quad (17)$$

Сосредоточенные силы, прикладываемые к кольцу в местах изготовления пазов, определим из выражения (5)

$$P = 0,045 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2 \text{ Н}. \quad (18)$$

Из выражения (14) определим максимальное уменьшение контура кольца

$$\Delta = 0,303 \cdot 10^{-10} \cdot \omega^2 \text{ м}. \quad (19)$$

Из условия, что уменьшение контура (19) будет равно радиальному равномерному расширению (17), увеличенному на радиальный люфт, определим круговую частоту, когда произойдет посадка

кольца на ролики

$$3,03 \cdot 10^{-11} \cdot \omega^2 = 1,19 \cdot 10^{-11} \omega^2 + 5 \cdot 10^{-6}. \quad (20)$$

Из решения квадратного уравнения получаем $\omega = 521$ рад/с, что соответствует 37,4 % от максимальной частоты вращения.

При посадке кольца на ролики будет возникать реакция, уменьшающая сосредоточенную силу, которая овализирует кольцо.

Результирующую силу определим из условия равенства радиального равномерного расширения (17) на режиме 100 % увеличенного на радиальный люфт и уменьшения контура кольца (14). В итоге результирующая сила P равна 42 Н.

Максимальное увеличение контура кольца определится как сумма равномерного радиального расширения (17) 23 мкм и неравномерного, определяемого по формуле (15) при силе $P = 42$ Н и оно составит 45,8 мкм.

С учетом радиального расширения посадочного места под внешнее кольцо 25 мкм диаметральный зазор при его посадке должен быть не менее 42 мкм.

Несмотря на хорошую сходимость расчетов теоретического и метода конечных элементов (10 %) окончательное назначение параметров необходимо производить численными методами в программных комплексах "ANSYS" или "PATRAN".

Выводы

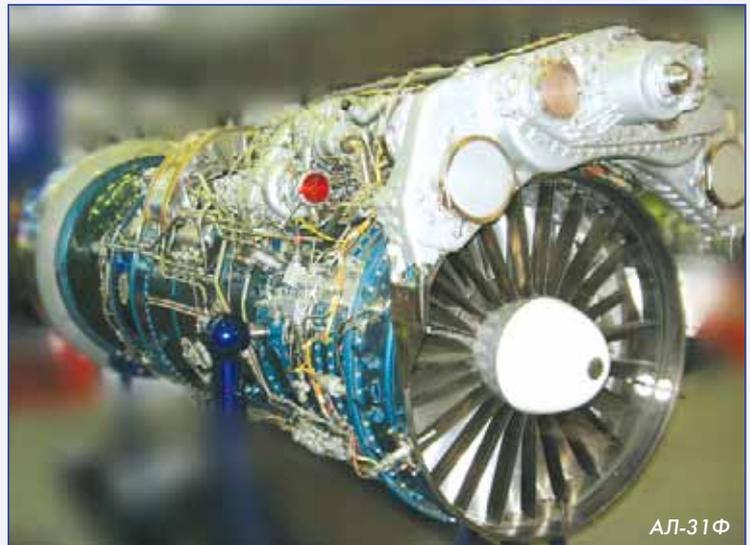
Предлагаемый способ позволяет устранить проскальзывание роликов относительно дорожек колец малонагруженных подшипников, особенно для подшипников с вращающимся внешним кольцом или двумя кольцами одновременно (межвальный), благодаря обеспечению гарантированного контакта оп-

ределенного количества роликов с дорожками колец подшипника на всех режимах эксплуатации, даже при существенном увеличении зазора в подшипнике без овализации.

Литература

1. Патент №116583 Россия. Подшипник роликовый радиальный/ А.Ю. Потапов, Г.П. Скирдов, В.В. Ясинский, Ю.Б. Назаренко. Опубл. 27.05.12 г. Бюл. № 15.
2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов.- М.: Наука, 1976, -608 с.

Связь с автором: e-mail: nazarenkojb@rambler.ru



XI МЕЖДУНАРОДНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ – 2012
МЕЖДУНАРОДНЫЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ВЫСТАВКИ И КОНФЕРЕНЦИИ

20 - 23 НОЯБРЯ



Генеральные информационные партнеры:



Технический партнер:



ОРГАНИЗАТОР
Международный выставочный центр
ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:
Государственного агентства Украины по управлению государственными корпоративными правами и имуществом Украинской Национальной Компании "Укрстанкоинструмент"



Международный выставочный центр
Украина, 02660, Киев
Броварской пр-т, 15
М "Левобережная"
☎ (044) 201-11-65, 201-11-56
e-mail: lilia@iec-expo.com.ua
www.iec-expo.com.ua
www.tech-expo.com.ua