

ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПО ВЫКРАШИВАНИЮ И ИЗЛОМНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗАКЛЁПОК ТЕКСТОЛИТОВОГО СЕПАРАТОРА ПОДШИПНИКА ТРАНСМИССИИ ВЕРТОЛЁТА

© 2011 М. И. Курушин, А. М. Курушин, Е. П. Жильников

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

При эксплуатации вертолётов имелись случаи усталостных поломок медных заклёпок текстолитовых сепараторов шариковых подшипников 35-2310118ЕЗС1. В данном исследовании проводится анализ работоспособности таких подшипников. Разработана приближённая динамическая модель трансмиссии вертолёта вместе с подшипниками качения на резиновых опорах с учетом упругого взаимодействия сепаратора с телами качения и кольцами, работающими в режиме контактной гидродинамики. Подшипники рассчитываются на долговечность по выкрашиванию беговых дорожек колец по базовым усилиям и по изломной прочности заклёпок текстолитовых сепараторов. Устанавливаются допустимые виброперегрузки и неуравновешенности элементов трансмиссии по долговечности заклёпок на усталостную прочность и даются рекомендации по увеличению их долговечности.

Подшипники качения, сепараторы, прочность заклёпок, долговечность.

При эксплуатации имелись случаи поломки медных заклёпок текстолитовых сепараторов шариковых подшипников качения 35-2310118ЕЗС1 трансмиссии вертолётов (рис. 1). Поломки носили усталостный характер.

Чаще всего разрушение происходило в средней части по длине заклёпки и реже в местах сопряжения конического участка от развальцовки с цилиндрическим её участком. Прежде всего необходимо отметить особенность конструкции трансмиссии и работы в ней подшипников. Основная часть трансмиссии - это вал (сплошная неразрезная труба),

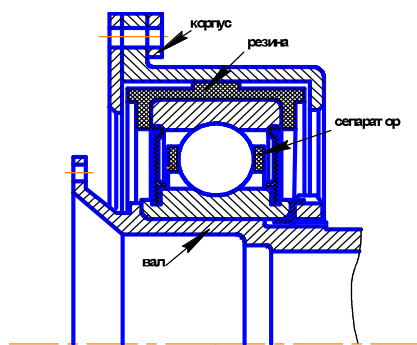


Рис. 1. Эскиз подшипникового узла трансмиссии вертолёта с резиновым амортизатором

по длине которого равномерно расположено семь подшипников. Это статически неопределимая система с точки зрения определения усилий в опорах. Подшипники опираются на резиновые амортизаторы в корпусе вертолёта. Эти амортизаторы играют двойную роль: во-первых, уменьшают усилия на подшипники при деформации балки и неточностях монтажа, во-вторых, имея ступенчатую форму, они обладают большой нелинейностью, что уменьшает опасность возможных резонансов в упругой системе. Подшипники не предназначены для восприятия осевых усилий, так как резиновые опоры наружных колец имеют большие осевые зазоры. Влияние перекосов в подшипниках из-за больших расстояний между опорами (около 1 метра) должно быть незначительным. Единственно реальными нагрузками на подшипники можно считать вибрационные, которые возникают из-за неуравновешенности элементов трансмиссии - валов и связанных с ними муфт, гаек и т. д.

Для того, чтобы назначить какие-либо условия нагружения подшипника качения и, тем более, оценить усилия на переключки сепараторов подшипника, необходимо иметь представление о динамике его трансмиссии - значения собственных частот упругой сис-

темы, в которую входят подшипники, возможной неуравновешенности её элементов, уровне вибрации на резонансных оборотах и т.д. Поэтому необходимо приближённо оценить все эти факторы.

При расчётах работоспособности подшипников трансмиссии вертолёта обязательно необходимо учитывать влияние резиновых опор в контактах их с корпусом фюзеляжа. Механические свойства резины приняты: модуль продольной упругости – $E=1 \dots 6$ МПа; плотность – $1,4$ г/см³; коэффициент Пуассона – $0,4$.

Для стальных деталей в расчётах принято: модуль продольной упругости – $E = 208000$ МПа; плотность – $7,8$ г/см³; коэффициент Пуассона – $0,3$. Размеры самого подшипника принимались по его чертежам, размеры резинового кольца – по эскизу узла подшипника.

Расчёты жёсткостей резиновых опор производились методом конечных элементов по программам ANSYS для двух вариантов: когда резиновое кольцо привулканизировано к стальному наружному кольцу подшипника и когда резиновое кольцо надето на стальное наружное кольцо подшипника с нулевым зазором. Допущение, которое было сделано в расчётах жёсткости резиновой опоры: подшипник заменялся ступенчатым стальным диском, обод которого имел размеры такие же, как и наружное кольцо подшипника. На рис. 2 изображена модель подшипника второго варианта.



Рис. 2. Модель шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1 с непривулканизированным резиновым амортизатором на наружном кольце подшипника

Решалась контактная задача. Показано деформированное состояние в направлении действующего радиального усилия в 2 кН.

Видно, как сильно деформировалось резиновое кольцо. При усилии в 2 кН на подшипник резиновое кольцо касается стального стакана всей своей наружной поверхностью и радиальная жёсткость кольца резко увеличивается. Резина при такой нагрузке отрывается от стального кольца в ненагруженной части и делает опору подшипника резко нелинейной, что очень важно для изменения значения критических оборотов трансмиссии, их повышения при увеличении нагрузки на подшипник при вибрации. Это очень хороший метод борьбы с повышенными вибрациями в упругих системах. В среднем, линейное значение жёсткости резинового кольца по результатам проведённых расчётов для обоих технологических вариантов изготовления подшипникового узла было принято – $C = 1,7$ кН/мм. При определении собственных частот трансмиссии принята приближённая схема, состоящая из шести пролётов сплошного стального вала одинакового диаметра с семью равномерно расставленными опорами – подшипниками. Все шесть пролетов трансмиссии представляют собой неразрезную балку круглого полого сечения. Наружный диаметр вала $D = 72$ мм, внутренний диаметр $d = 56$ мм. При расчётах собственных частот в программном комплексе ANSYS опоры имитируются податливыми стальными стержнями круглого поперечного сечения. Площадь сечения стержня принята равной $F = 78,54$ мм². При жёсткости резиновой опоры $C = 1700$ Н/мм потребная длина стальных стержней (опор) получается равной

$$L = E \cdot F / C = 208000 \cdot 78,54 / 1700 = 9610 \text{ мм} = 9,61 \text{ м.}$$

При определении собственных частот такой упругой системы трансмиссии она рассматривалась как плоская система.

Опоры (стержни) работают только на сжатие и растяжение и не смещаются (не изгибаются) в своей плоскости. Балочные элементы при решении задачи методом ко-

нечных элементов в программе ASYS приняты – BEAM188.

На рис. 3 изображена первая форма собственных изгибных колебаний сплошной трансмиссии вертолёта из шести пролётов и семи резиновых опор.

Собственная частота первой формы колебаний $f = 56,3$ Гц. Рабочая частота вращения трансмиссии $f = 44,83$ Гц (частота вращения вала трансмиссии $n = 2690$ об/мин). Таким образом, трансмиссия работает в докритической области (жёсткий ротор) по первой форме собственных колебаний с запасом в $56,3/44,83 = 1,26$ раза.

Для определения усилий взаимодействия шариков и перемычки сепаратора необходимо знать их суммарную жёсткость в контактах.

Предварительно определялась жёсткость сектора кольца текстолитового сепаратора с перемычкой подшипника методом строительной механики. Элемент сектора сепаратора для приближенной оценки линейной жёсткости показан на рис. 4.

Размеры элементов сектора приняты по среднему диаметру сепаратора. Сектор грубо рассматривается как простой упругий брус, работающий на сжатие равномерным давлением по его торцу вдоль окружности сепаратора. Для простоты не учитывается влияние перемычки (средней части сектора сепаратора) и сектор заменяется двумя пря-

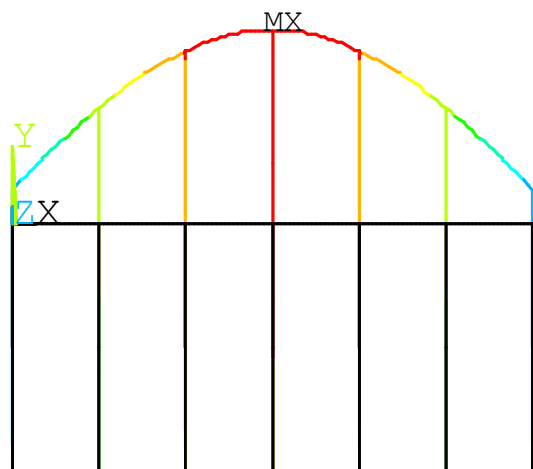


Рис. 3. Первая собственная форма колебаний трансмиссии вертолёта из шести пролётов и семи резиновых опор

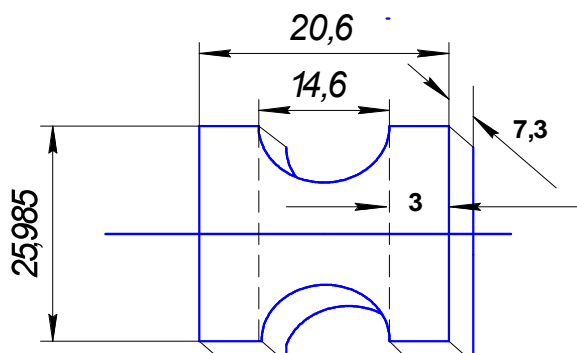


Рис. 4. Сектор сепаратора при оценке жёсткости его методом строительной механики

молинейными стержнями прямоугольной формы.

Суммарная площадь поперечного сечения их - $F = 7,3 \cdot (2 \cdot 3) = 43,8$ мм².

Жёсткость секторов определяется по формуле

$$C_m = EF/l,$$

где l – расчётная длина сектора.

Принимая $l = 25,985$ мм, для текстолитового сепаратора при модуле упругости $E = 2000$ МПа получим $C_m = 3,37$ кН/мм; для бронзового сепаратора при $E = 100500$ МПа - $C_m = 169,4$ кН/мм; для дюралевого сепаратора при $E = 7100$ МПа - $C_m = 119,7$ кН/мм.

С учётом влияния перемычки на некоторую стеснённость деформаций брусьев, имитирующих сектор, значения жёсткостей секторов сепаратора фактически должны быть несколько больше.

Проведено исследование по определению жёсткостей элементов сепаратора подшипника в контактах его с телами качения и наружным кольцом при различных усилиях, зазорах и материалах сепараторов (рис. 5, 6). При этом учитывались как локальные контактные деформации, так и деформации элементов сепаратора (колец и перемычек) как сплошных упругих масс по законам теории упругости (строительной механики).

Результаты исследований использованы при построении упругой модели сепаратора для расчёта динамики подшипника с целью определения усилий взаимодействия в контактах тел качения с перемычками сепаратора.

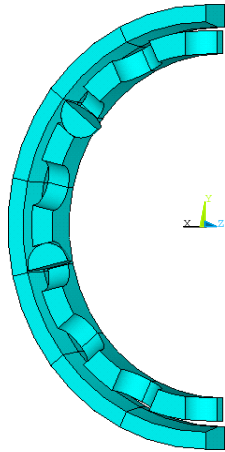


Рис. 5. Упругая модель сектора текстолитового сепаратора подшипника в контакте с двумя шариками, построенная в комплексе программ ANSYS

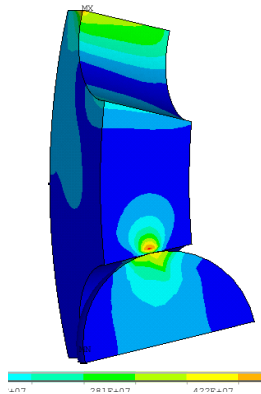


Рис. 6. Эквивалентные напряжения по Мизесу в контакте шарика с перемычкой сектора текстолитового сепаратора подшипника 35-2310118ЕЗС1

ратора, а также самого сепаратора (его колец) с центрирующими поверхностями наружных колец подшипника. Это, в свою очередь, необходимо для расчёта сепаратора на долговечность по контактной и изломной усталости по программам расчёта динамики подшипников качения [1].

В результате обработки большого количества различных вариантов нагружения и закрепления участков сепаратора удалось обобщить эти результаты аналитически в форме степенных зависимостей.

Из сравнения зависимостей, полученных аппроксимацией расчётных параметров

в контактах секторов сепаратора с шариками, методом конечных элементов следует:

- при расчётах методом конечных элементов можно рассчитывать распорные (боковые) силы и по ним оценивать усилия на заклёпки сепараторов, чего нельзя делать по формулам Герца;

- при определении только контактных жёсткостей методом конечных элементов значения жёсткостей получаются больше, чем по формулам Герца, так как в методе конечных элементов учитывается изменение геометрических параметров контактирующих элементов под влиянием нагрузок в контактах;

- гипотеза малости размеров площадки контакта по сравнению с размерами контактирующих тел, которую использовал Герц при выводе своих математических зависимостей, в рассматриваемом случае не подходит, так как при расчётах методом конечных элементов большая полуось площадки контакта соизмерима и даже иногда больше размера радиуса шара. Поэтому при расчётах методом конечных элементов влияние податливостей элементов контактирующих тел сказывается сильнее, чем это следует по аналитическим зависимостям теории Герца.

На рис. 7 приведено распределение эквивалентных напряжений по длине заклёпок в зависимости от посадок их в сепараторе (зазоры, натяги) по цилиндрической части при усилии на шарики 250 Н.

Видно, что на величину и распределение эквивалентных напряжений в заклёпке большую роль играет посадка по цилиндрической части её. В варианте (рис. 7а) упругой модели сепаратора заклёпка поставлена с натягом в 10 мкм по конической (развальцованной) части заклёпки и с зазором в 10 мкм по цилиндрической части. Максимальные эквивалентные напряжения – 123,2 МПа в нижней части заклёпки в сопряжении конического участка с цилиндрическим. В варианте (рис. 7б) упругой модели заклёпка поставлена с натягом в 10 мкм как по цилиндрической, так и по конической (развальцованной) частям заклёпки. Максимальные эквивалентные напряжения 176,6 МПа в нижней части заклёпки в сред-

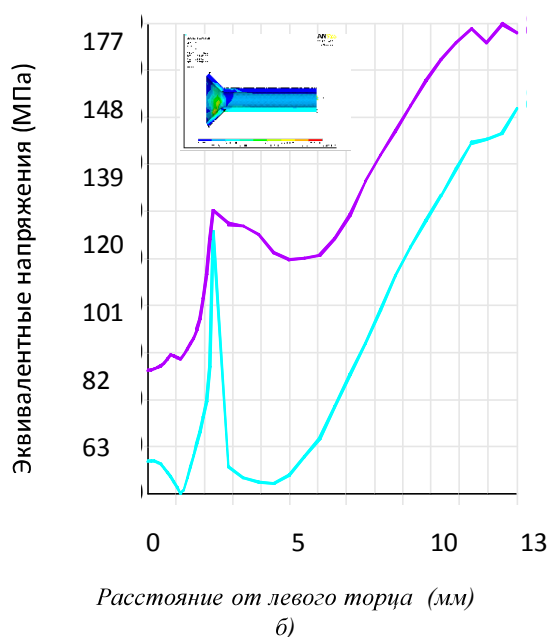
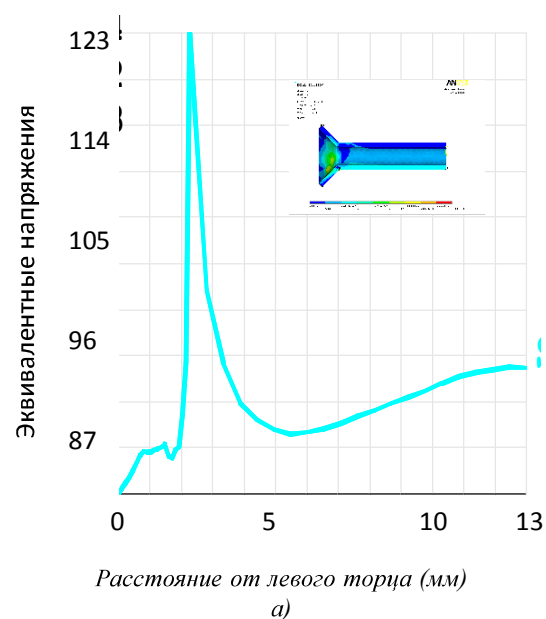


Рис. 7. Эквивалентные напряжения по Мизесу вдоль нижней образующей заклепки сепаратора:
 а – при натяге только по конической части;
 б – при натяге по конической и цилиндрической части

ней части цилиндрического участка, а в сопряжении конического участка с цилиндрическим почти в два раза меньше - 101 МПа. Необходимо отметить, что предел текучести и почти равный ему предел выносливости материала заклепки равен 70...90 МПа. Та-

ким образом, при таких условиях заклепка должна пластически деформироваться и не выдерживать никаких переменных напряжений в работе.

На рис. 8 приведена одна из диаграмм, иллюстрирующих зависимость максимальных контактных и эквивалентных напряжений в заклепке от величины усилия взаимодействия шарика и переключки сепаратора. Там же указан диапазон изменения предела выносливости медной заклепки по изломной усталости. Такие зависимости были построены для различных случаев посадок заклепок в сепаратор. Для приведённых на рис.8 зависимостей связь между максимальным значением эквивалентных напряжений в заклепке и усилием F_c от действия шарика на переключку сепаратора имеет вид:

- на ведущей стороне

$$\sigma_{EB} = 4,05 + 0,326 \cdot F_c;$$

- на ведомой стороне

$$\sigma_{EB} = 0,02 + 0,38 \cdot F_c^2.$$

Описание методики расчёта динамики самого подшипника приведено в [1] и иллюстрируется краткими пояснениями схемой на рис. 9.

Следует только отметить, что движение шарика в подшипнике описывается дифференциальными уравнениями в форме уравнений Эйлера как свободного тела с шестью степенями свободы. Это делается для того, чтобы в любое время в процессе расчёта точно определять (координировать) положение шариков в подшипнике, что позволяет определять число нагружений любой точки тела качения для расчёта его на долговечность по контактной усталости и учитывать влияние неточности геометрической формы самих тел качения на динамику подшипника. Взаимодействие шариков в контактах с кольцами подшипника принято в режиме контактной гидродинамики, а в контактах с сепаратором - в режиме полужидкостного граничного трения с учётом контактной податливости элементов сепаратора и самих шариков. Сепаратор рассматривается как жёсткая масса, контактно податливая в местах контакта с

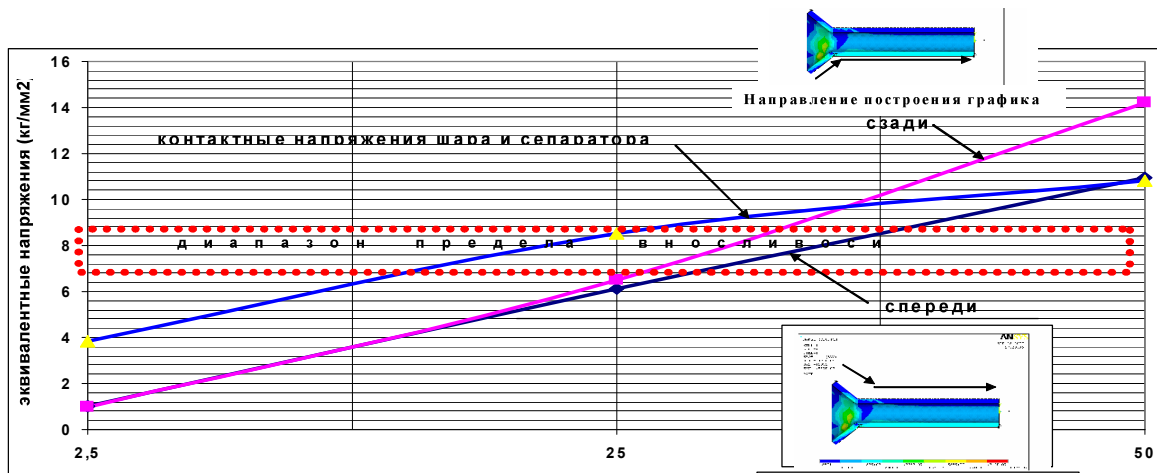


Рис. 8. Графики изменения эквивалентных и контактных напряжений заклёпки в зависимости от величины нагрузки шарика на перемычку сепаратора

шариками и кольцами подшипника. Для примера приводим уравнение, из которого методом последовательных приближений определяются усилия в контакте шарика с перемычкой сепаратора:

$$F_c = \left((\delta - c \cdot F_c^k) / a \right)^m,$$

где δ – деформация в контакте шарика с перемычкой сепаратора (определяется расчётом

в программе динамики подшипника), c, k – коэффициенты упругости (определяются методом конечных элементов), a, m – триботехнические коэффициенты (определяются и подбираются расчётом методами триботехники в зависимости от режима трения в зазоре между шариком и перемычкой сепаратора по отдельной программе).

В частности, для сепаратора из дюралюминия эти коэффициенты имеют следующие значения: $c = 2,8 \cdot 10^5$; $k = 1,29$; $m = 40$.

Для сепаратора из текстолита: $c = 1,7 \cdot 10^3$; $k = 1,36$; $m = 40$.

Для сепаратора из бронзы: $c = 4,7 \cdot 10^5$; $k = 1,29$; $m = 40$.

Зависимости, по которым определяют усилия в контакте сепаратора с наружным кольцом подшипника, аналогичны приведённым для контакта шариков с перемычками сепаратора.

При расчёте динамики подшипника проводился гармонический анализ всех усилий и кинематических параметров подшипника – скоростей и ускорений колец, шариков и сепаратора в различных направлениях, оценивалась шумность в децибелах всех движущихся и колеблющихся элементов подшипника и узла трансмиссии, а также рассчитывались на долговечность по выкрашиванию перемычки сепараторов.

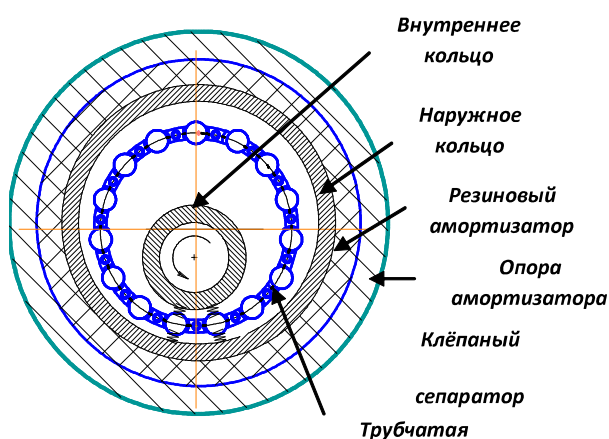


Рис. 9. Упругая контактно-гидродинамическая модель подшипника с клёпанным текстолитовым сепаратором и с резиновым амортизатором на наружном кольце

Расчёт сепараторов на долговечность по изломной усталости заклёпок ведётся на основании экспериментальной зависимости по усталости для материала сепаратора с использованием гипотезы линейного суммирования повреждений.

В расчёт принимаются только случаи нагружения выше предела усталости. Нагрузки ниже предела усталости не учитываются.

Уравнение кривой усталости в районе до базового числа циклов имеет вид

$$F_i^p \cdot N_{i\text{lim}} = F_{\text{limb}}^p \cdot N_b.$$

Здесь: F_i - ограниченный предел усталости;

$N_{i\text{lim}}$ - предельное число циклов при действии усилия F_i ; F_{limb} - базовый предел усталости;

N_b - базовое число циклов (10^7 число циклов для меди); p - показатель степени кривой усталости ($p = 9$ для меди).

По гипотезе линейного суммирования повреждений имеем

$$\sum_{i=1}^I \frac{N_i}{N_{i\text{lim}}} = 1,$$

где N_i - число циклов нагружения при i -ом режиме.

Подставив из предыдущего выражения $N_{i\text{lim}}$, получим

$$\sum_{i=1}^I N_i F_i^p = N_b F_{\text{limb}}^p.$$

Если режимы нагружения не повторяются, то можно записать

$$\sum_{i=1}^I F_{i\text{lim}}^p = N_b F_{\text{limb}}^p.$$

Здесь I - число режимов нагружения до разрушения.

Если при заданной частоте вращения ротора n расчёт проводился до угла поворота его φ_k и при этом было k случаев повреждающего нагружения сепаратора, то при расчёте долговечности сепаратора по усталост-

ной прочности с учётом линейного влияния числа циклов нагружения на повреждаемость условие разрушения сепаратора можно записать в виде

$$\frac{\varphi_p}{\varphi_k} \sum_{i=1}^k F_i^p = F_{\text{limb}}^p N_b.$$

Здесь φ_p - угол поворота ротора до разрушения сепаратора при заданной частоте вращения ротора n .

Из вышеприведённой формулы следует

$$\varphi_p = F_{\text{limb}}^p N_b \varphi_k / \sum_{i=1}^k F_i^p.$$

При постоянной частоте вращения ротора n угол поворота до разрушения

$$\varphi_p = 3600\omega t_h = 120\pi n t_h,$$

где t_h - долговечность сепаратора до разрушения в часах.

$$\text{Тогда } t_h = \varphi_p / 120\pi n.$$

По этой зависимости выполняется расчёт заклёпки сепараторов на долговечность её по изломной усталости в процессе расчёта динамики подшипника.

В ходе расчёта непрерывно ведётся расчёт долговечности подшипников качения на выкрашивание. Расчёт долговечности ведётся по базовым напряжениям [2].

На рис. 10, как пример, показано изменение усилий первого шарика на переключки текстолитового сепаратора с ведущей и с ведомой сторон. Радиальный зазор в подшипнике равен нулю, зазор «плавания» сепаратора 0,5 мм, зазоры в окнах 0,5 мм.

Амплитуда вибраций трансмиссии от её неуравновешенности 1,4 мм, что соответствует радиальному усилию на подшипник 2,7 кН.

Как видно, шарики за один оборот вала ударяются о сепаратор не менее одного раза.

Так, если напряжения при каждом ударе будут на уровне предела усталости материала сепаратора, то при частоте вращения вала 2690 об/мин усталостная поломка заклёпки сепаратора произойдет через $L_h = 10^7 / (60 \cdot 2690) = 62$ часа.

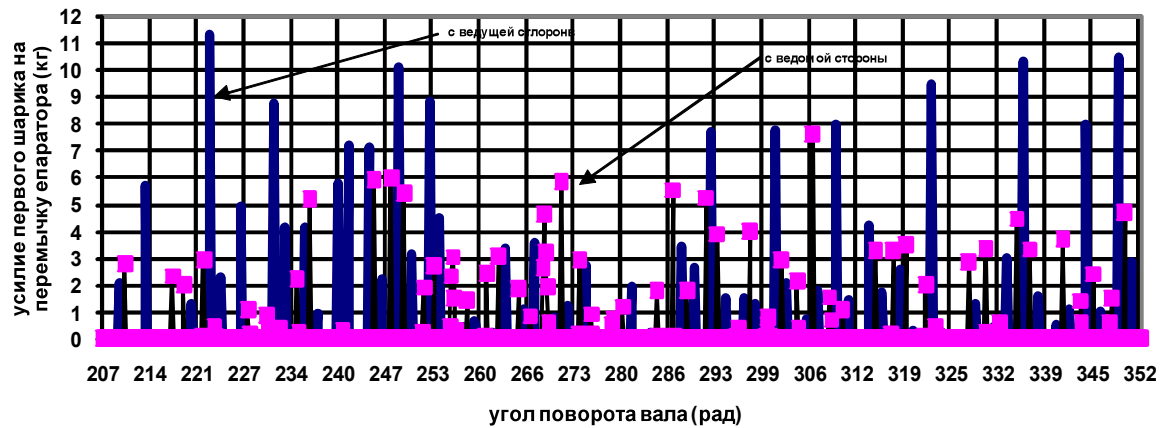


Рис. 10. Усилие первого шарика на перемычку текстолитового сепаратора с ведущей и ведомой сторон

Ввиду не очень сильного влияния динамичности упругой системы трансмиссии вертолѐта амплитуду вращения вала трансмиссии можно при расчѐтах долговечности подшипника по выкрашиванию подшипника по усталостной прочности заклѐпки сепаратора принять равной эксцентриситету от неуравновешенности элементов вала, а радиальную силу на подшипник как центробежную силу, приложенную в месте распо-

ложения подшипника по середине длины трансмиссии и рассчитанную без учёта величины прогиба вала в условиях его вращения.

В таблице 1 приведены результаты расчѐтов по приведѐнной методике усилий и долговечностей сепаратора и подшипника для случая вращения ротора с частотой 2690 об/мин, нулевом радиальном зазоре в подшипнике, зазорах в окнах и плавания се-

Таблица 1
Результаты расчѐтов для варианта работы подшипника в трансмиссии вертолѐта

Радиальная нагрузка на подшипник, кН	Амплитуда вращения ротора (внутреннего кольца подшипника), мм	Максимальное усилие, Н			Долговечность, часы		
		на перемычку сепаратора,		между сепаратором и наружным кольцом подшипника,	сепаратора по усталости с ведущей стороны	сепаратора по усталости с ведомой стороны	подшипника по выкрашиванию
		с ведущей стороны	с ведомой стороны				
1,52	0,80	36	35	50	1000000	1000000	149223
1,73	0,90	48	46	46	1000000	1000000	98545
1,90	1,00	51	50	61	2956	1000000	70877
2,10	1,10	59	64	32	772	1000000	50865
2,28	1,20	74	66	33	213	1000000	37342
2,50	1,30	92	72	70	93	1000000	28515
2,68	1,40	113	89	193	21	1000000	24019
2,89	1,50	135	92	350	15	2770	17763
3,09	1,60	130	108	464	11	1283	14800
3,33	1,70	192	154	1327	5.2	42	10929
3,67	1,80	189	151	849	5.0	127	8781
4,33	1,90	196	195	1747	2.6	16.2	8252

паратор 0,5 мм. Из результатов расчётов видно, что долговечность подшипников от дисбалансной нагрузки определяется долговечностью заклёпок сепаратора по изломной усталости.

По результатам исследований можно сделать следующие предложения: тщательно балансировать всю трансмиссию и её элементы до монтажа, эксцентриситет масс должен быть не более 1 мм; заменить медные заклёпки стальными; увеличить жёсткость резиновых амортизаторов по сравнению с существующими не менее чем в два раза; все заклёпки должны быть посажены с гарантированным зазором по цилиндрической части.

Библиографический список

1. Курушин, М. И. Расчетно - экспериментальное определение сопротивления вращения смазываемого шарикоподшипника с змейковым сепаратором. [Текст]/ М. И. Курушин// Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: Труды международного научного симпозиума. В 2-х томах. Том 1. – М.:

Машиностроение-1, Орел: ОрелГТУ, 2006.- С. 286-292.

2. Балякин, В. Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. [Текст]/ В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, В. Н. Самсонов, В. В. Макачук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007.

References

1. Kurushin, M. I. Numerical and experimental determination of the resistance to the rotation of lubricated ball bearings with a kite separator [Text] / M. I. Kurushin // Hydrodynamic theory of lubrication - 120 years: proceedings of the International Scientific Symposium. In 2 vols. Vol. 1. - M: Mashinostroenie-1, Orel: OrelGTU, 2006. - PP. 286-293.

2. Balyakin, V. B. Theory and design of aircraft gas turbine engine rotor bearings [Text] / V. B. Balyakin, Ye. P. Zhilnikov, V. N. Samsonov, V. V. Makarchuk. - Samara: Publishing house of the Samara State Space University, 2007. - 254 p.

SERVICEABILITY OF THE ROLLING CONTACT OF RINGS AND BENDING STRENGTH OF TEXTOLITE CAGE RIVETS OF BALL BEARINGS IN HELICOPTER TRANSMISSION

© 2011 M. I. Kurushin, A. M. Kurushin, Ye. P. Zhilnikov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

This study presents the numerical investigation of the behaviour of ball bearing 35-2310118E3C1 and its ability to work in helicopter transmission. A simplified mathematical model of transmission with ball bearings on rubber supports has been developed. The model was constructed taking into account the interaction between the cage and rings. The contact durability of bearing rings is calculated on the basis of "basic forces" and textolite cage rivet lifetime. Maximum allowable disbalances and vibratory velocities of transmission elements have been set depending on the cage rivets lifetime. Recommendations to increase the rivets lifetime are given.

Ball bearings, cage, rivet strength, durability.

Информация об авторах

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королева (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: динамика опор с подшипниками качения.

Курушин Александр Михайлович, инженер, соискатель кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королева (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: динамика и прочность опор с подшипниками качения.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королева (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: работоспособность опор с подшипниками качения.

Kurushin Michail Ivanovich, candidate of technical science, associate professor of the department of machine design foundations, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: dynamics of ball bearings.

Kurushin Aleksandr Mikhaylovich, engineer, post-graduate student, department of machine design foundations, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: dynamics of ball bearings.

Zhilnikov Yevgeniy Petrovich, candidate of technical science, professor of the department of machine design foundations, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: serviceability of ball bearings.