

УДК 621.4

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛОВ НА ЗАПАС ПРОЧНОСТИ СЕПАРАТОРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ БАЗИРОВАНИЯ В РОЛИКОВОМ ПОДШИПНИКЕ

© 2013 В.Б. Балякин, В.В. Макарчук, А.В. Урлапкин

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

Поступила в редакцию 06.09.2013

Исследовано напряжённо-деформированное состояние сепаратора авиационного подшипника в зависимости от материала сепаратора и способа его центрирования. На основе полученных данных сделаны выводы о запасах прочности для каждого случая.

Ключевые слова: сепаратор, метод конечных элементов, напряжённо-деформированное состояние, окружное усилие, эквивалентные напряжения.

Объектом исследования в данной статье выбран сепаратор авиационного роликового подшипника 5-1032930Р1.56-ЕТУ100. В качестве материалов сепаратора рассматривается сталь 40ХН2МА-Ш, алюминиевый сплав Д1-Т и бронзовый сплав Бр.АЖМц 10-3-1,5. Исследуются различные способы базирования сепаратора.

Задачей исследования является определение наиболее приемлемого типа материала и способа центрирования сепаратора с точки зрения запасов прочности.

Геометрическая модель сепаратора создана в пакете трёхмерного моделирования Unigraphics NX 8.0. Конечно-элементная модель сепаратора получена в программном комплексе ANSYS [1]. По оценкам западных компаний расчеты с неупорядоченной сеткой можно считать лишь весьма приближенными, не дающими особой точности, в силу особенностей октаэдрических элементов и практически неконтролируемого способа разбиения модели на конечные элементы. Поэтому расчеты производились с помощью упорядоченной сетки конечных элементов, которая практически лишена вышеуказанных недостатков.

Полученный результат моделирования представлен на рис. 1.

Поскольку расчёт проводился в обращённом движении без учёта сил инерции в силу их малости, то сепаратору задан запрет на перемещение в окружном направлении.

Нагрузка на контактную поверхность сепаратора в зависимости от формы тел качения мо-

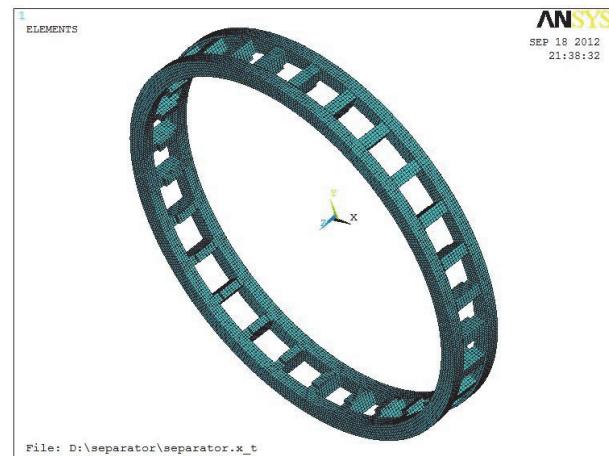


Рис. 1. Конечно-элементная модель сепаратора может быть распределена на длине контактной линии от 1 до 5 мм, согласно техническим требованиям чертежа на данный подшипник (рис. 2).

Силы прикладывались в узлы элементов, принадлежащие поверхностям контакта с роликами.

Нагрузки от роликов на сепаратор передаются через перемычки. Перемычка является наиболее нагруженным элементом сепаратора, поэтому для расчёта сепаратора на прочность необходимо рассчитать окружное усилие, действующие на все перемычки сепаратора из условия равновесия. Затем выбрать наиболее нагруженную перемычку и использовать значения нагрузок на перемычку при расчёте на прочность в программном комплексе ANSIS.

С помощью программного комплекса по рас-

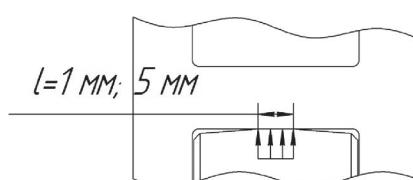


Рис. 2. Способ приложение нагрузки к сепаратору

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы конструирования машин». E-mail: 029-029@mail.ru

Макарчук Владимир Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин».

Урлапкин Александр Викторович, студент 3-го курса факультета «Двигатели летательных аппаратов».

E-mail: sanchez163@bk.ru

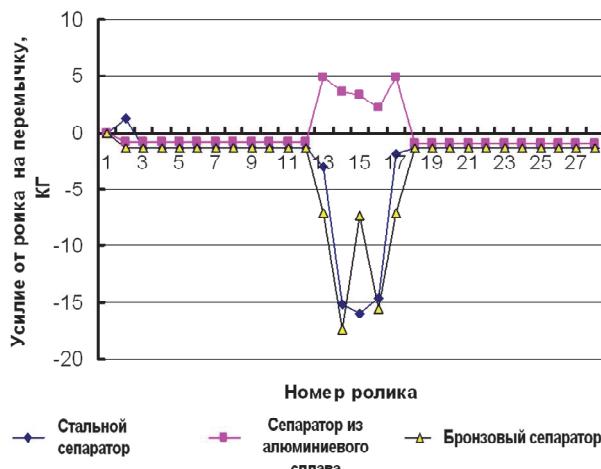


Рис. 3. Распределение усилий по перемычкам сепаратора в зависимости от номера ролика для сепараторов из различных материалов при базировании по наружному кольцу

чёту роликовых подшипников [2] исследуем нагрузки на перемычки сепаратора для роликоподшипника 55-1032930Р1 для случаев изготовления сепаратора из стали 40ХН, бронзы БрАЖМц и алюминиевого сплава Д1Т при базировании сепаратора по наружному и внутреннему кольцу.

Рассмотрим режим работы подшипника в авиационном газотурбинном двигателе при оборотах вала $n=12000\text{мин}^{-1}$, радиальной нагрузке $Fr=4500\text{Н}$, радиальном зазоре 40мкм и нормальных условиях по температуре ($T_{\text{масла}}=20^\circ\text{C}$, $T_{\text{колец}}=20^\circ\text{C}$, $T_{\text{роликов}}=20^\circ\text{C}$). Результаты расчёта представлены на рис. 3 и 4 соответственно.

Необходимо отметить, что нагрузки на перемычки сепаратора зависят от способа базирования сепаратора и материала, из которого он изготовлен. При базировании по внутреннему кольцу нагрузки на сепаратор больше, чем при базировании по наружному. Различие знаков нагрузки говорит о том, что направление действия сил различное, так как при положительном значении ролики ведут сепаратор, а при отрицатель-

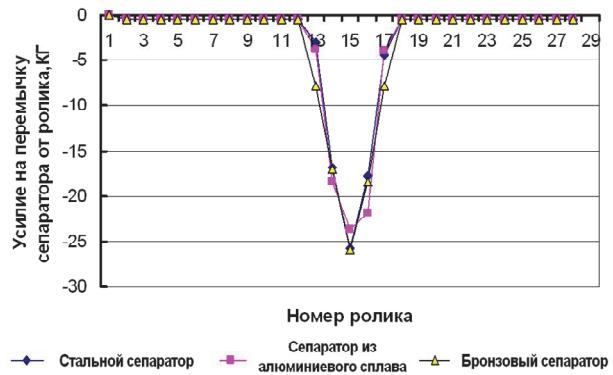


Рис. 4. Распределение усилий по перемычкам сепаратора в зависимости от номера ролика для сепараторов из различных материалов при базировании по внутреннему кольцу

ном сепаратор ролики.

Наименее нагружен сепаратор из алюминиевого сплава при базировании сепаратора по наружному кольцу, а наиболее нагружен бронзовый сепаратор при базировании по внутреннему кольцу.

Полученное распределение напряжений показано на рис. 5-10. Для получения картины распределения напряжений в местах стыка перемычек с кольцами часть элементов скрыта.

Результаты расчёта максимальных напряжений приведены в табл. 2.

Определим запас статической прочности для каждого типа сепаратора.

Запас статической прочности определяется по зависимости

$$ST = \sigma_T / \sigma_{max}.$$

Данные механических характеристик материалов сепаратора приведены в табл. 3.

Результаты расчёта запаса статической прочности приведены в табл. 4

Из результатов расчёта видно, что наилучшие показатели запаса статической прочности имеет сепаратор из стали, а наихудшие сепаратор из алюминиевого сплава при центрировании

Таблица 1. Значения максимальных нагрузок на сепаратор

Материал	Вид центрирования	Величина нагрузки, Н
Сталь 40ХН2МА-III	по наружному кольцу	156,96
	по внутреннему кольцу	255,06
Д1Т	по наружному кольцу	49,05
	по внутреннему кольцу	230,54
БрАЖМц	по наружному кольцу	176,58
	по внутреннему кольцу	259,97

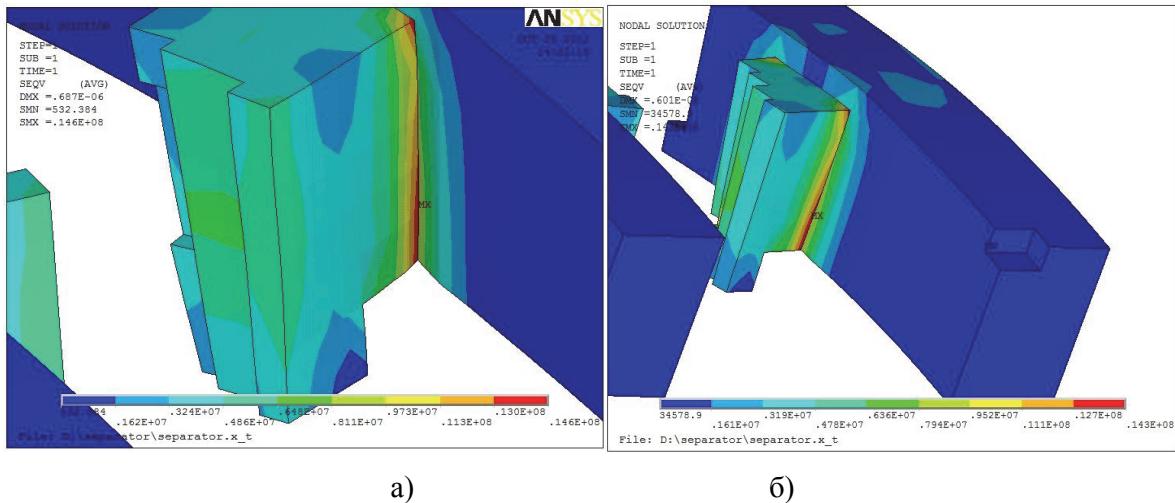


Рис. 5. Распределение напряжений в стальном сепараторе при центрировании по наружному кольцу:
а – при длине линии контакта 1 мм; б – при длине линии контакта 5 мм

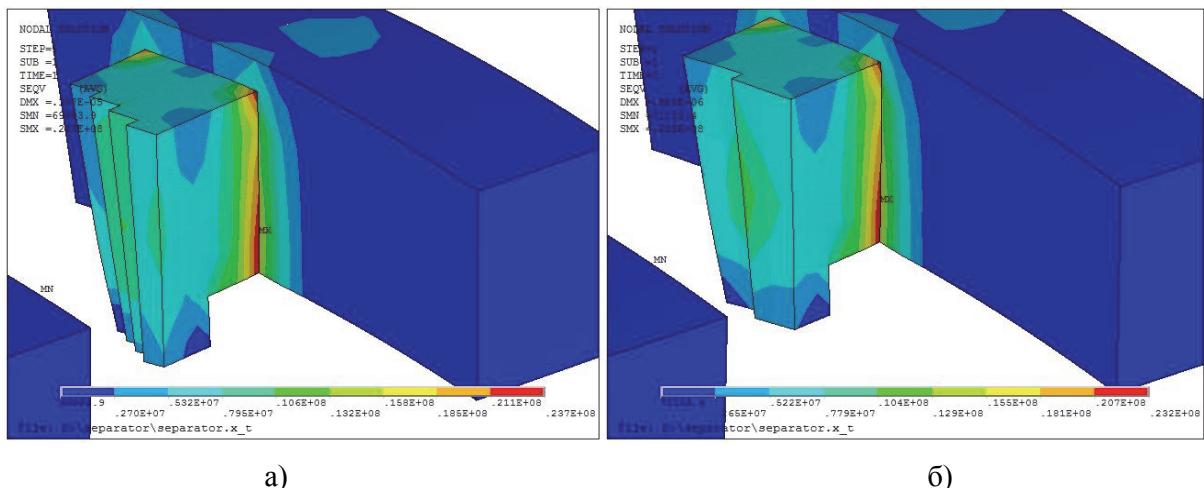


Рис. 6. Распределение напряжений в стальном сепараторе при центрировании по внутреннему кольцу:
а – длина линии контакта 1 мм; б – длина линии контакта 5 мм

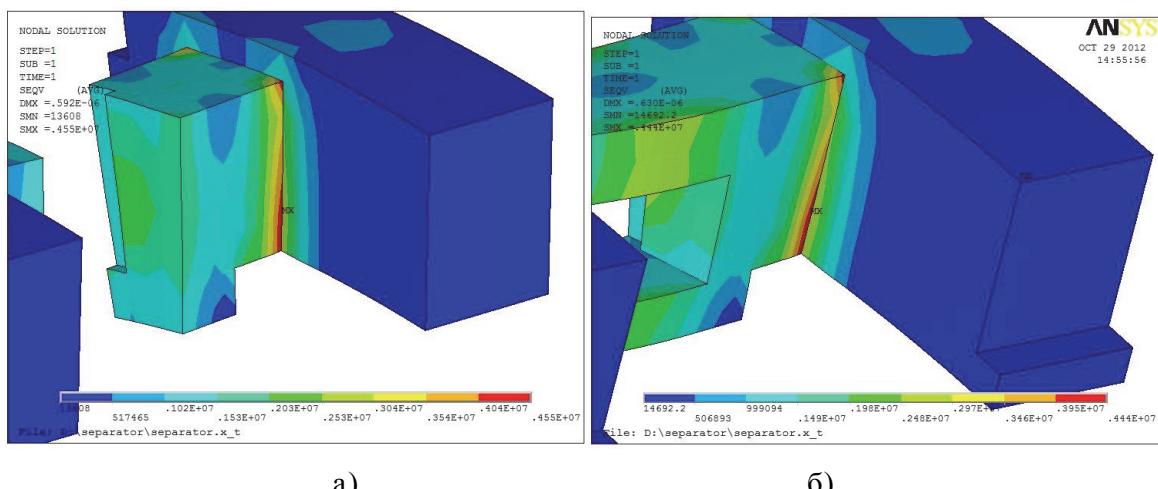
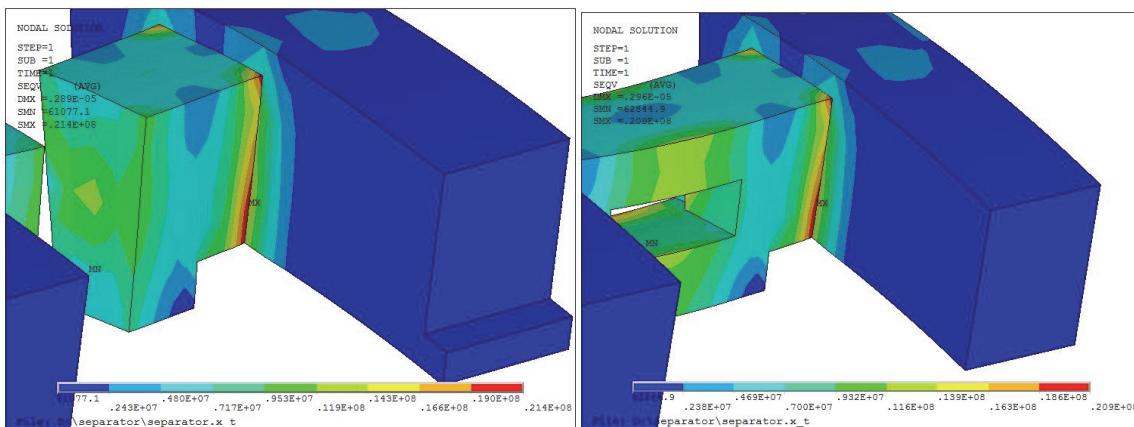


Рис. 7. Распределение напряжений в алюминиевом сепараторе при центрировании по наружному кольцу:
а – длина линии контакта 1 мм; б – длина линии контакта 5 мм

по внутреннему кольцу. Однако при центрировании по наружному кольцу запас статической прочности сепаратора из алюминиевого сплава выше, чем у бронзового.

Так как нагрузки на перемычки сепаратора меняются циклически, оценим запас их усталостной прочности по зависимости [3]

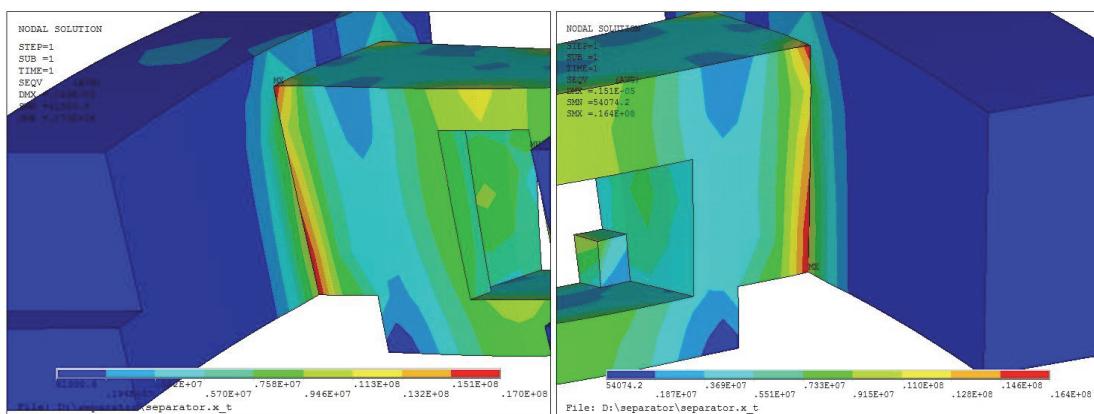
$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma} \sigma_a + \Psi_{\sigma} \sigma_m). \quad (1)$$



а)

б)

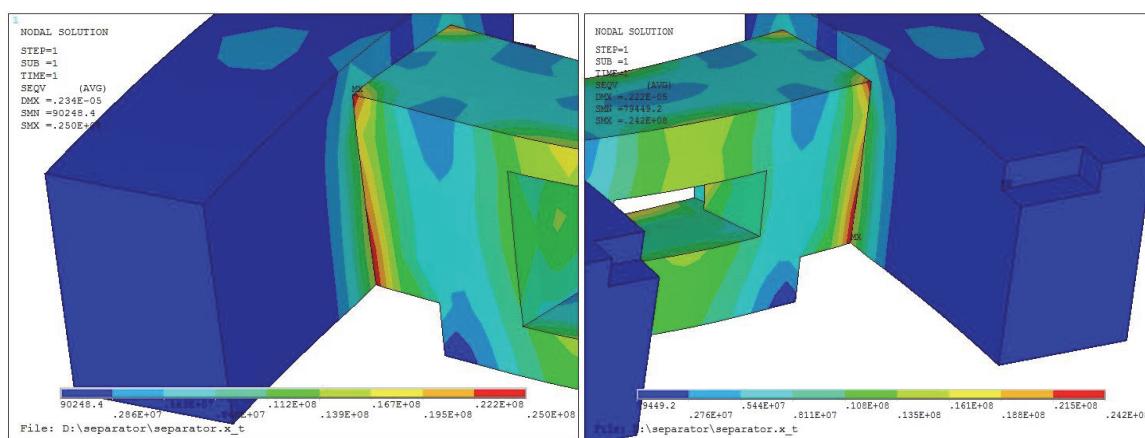
Рис. 8. Распределение напряжений в алюминиевом сепараторе при центрировании по внутреннему кольцу:
а – длина линии контакта 1 мм; б – длина линии контакта 5 мм



а)

б)

Рис. 9. Распределение напряжений в бронзовом сепараторе при центрировании по наружному кольцу:
а – длина линии контакта 1 мм; б – длина линии контакта 5 мм



а)

б)

Рис. 10. Распределение напряжений в бронзовом сепараторе при центрировании по внутреннему кольцу:
а – длина линии контакта 1 мм; б – длина линии контакта 5 мм

Значения коэффициента концентрации напряжений для данного типа – размера концентратора можно принять согласно работе [4] равным $K_{\sigma} = 1,9$.

Значения коэффициента чувствительности материала к асимметрии цикла при растяже-

нии и изгибе можно определить по следующей зависимости [5]:

$$\Psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b$$

Подставив значения предела прочности для исследуемых материалов, получим значения ко-

Таблица 2. Результаты расчёта максимальных напряжений

Материал	Вид центрирования	Длина линии контакта	Величина напряжений, σ_{max} , МПа
Сталь 40ХН2МА-III	по наружному кольцу	1 мм	14,6
		5 мм	14,3
	по внутреннему кольцу	1 мм	23,7
		5 мм	23,2
Д1Т	по наружному кольцу	1 мм	4,55
		5 мм	4,44
	по внутреннему кольцу	1 мм	21,4
		5 мм	20,9
БрАЖМц	по наружному кольцу	1 мм	17
		5 мм	16,4
	по внутреннему кольцу	1 мм	25
		5 мм	24,2

эффективности чувствительности материала к асимметрии цикла при растяжении и изгибе для стали $\Psi_\sigma = 0,22$, для бронзового сплава $\Psi_\sigma = 0,15$ и для алюминиевого сплава $\Psi_\sigma = 0,09$.

Значения максимальных напряжений приведены в табл. 3, а в качестве минимальных напряжений принимаем нулевые.

Полученные из расчётов по зависимости (1) значения запасов усталостной прочности приведены в табл. 5.

Анализ результатов расчёта запасов усталостной прочности показал, что наилучшие показатели у сепаратора из стали при любом центрировании.

При центрировании по наружному кольцу наименьший запас усталостной прочности у се-

паратора из бронзы. Примерно в два раза ниже, чем у сепаратора из стали. При центрировании по внутреннему кольцу наименьший запас усталостной прочности у сепаратора из алюминиевого сплава. Примерно в три раза ниже, чем у сепаратора из стали.

В работе исследовались запасы статической и усталостной прочности сепаратора подшипника 5-1032930Р1.56-ЕТУ100. В качестве материалов сепаратора рассматривались сталь 40ХН2МА-III, алюминиевый сплав Д1-Т и бронзовый сплав БрАЖМц 10-3-1,5. В результате проведённых исследований для выбранного режима работы подшипника показано, что запасы статической и усталостной прочности для всех типов сепараторов при центрировании как по

Таблица 3. Механические характеристики материалов сепаратора

Материал	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности σ_b , МПа	Предел выносливости $\sigma-1$, МПа
Сталь 40ХН2МА-III	900	1100	520
Д1Т	220	380	140
БрАЖМц	350	650	290

Таблица 4. Результаты расчёта запаса статической прочности

Материал	Вид центрирования	Длина линии контакта	Запас статической прочности
Сталь 40ХН2МА-III	по наружному кольцу	1 мм	61,6
		5 мм	62,9
	по внутреннему кольцу	1 мм	37,9
		5 мм	38,8
Д1Т	по наружному кольцу	1 мм	48,4
		5 мм	49,5
	по внутреннему кольцу	1 мм	10,3
		5 мм	10,5
БрАЖМц	по наружному кольцу	1 мм	20,6
		5 мм	21,3
	по внутреннему кольцу	1 мм	14
		5 мм	14,5

Таблица 5. Результаты расчёта запаса усталостной прочности

Материал	Вид центрирования	Длина линии контакта	Запас усталостной прочности
Сталь 40ХН2МА-III	по наружному кольцу	1 мм	33,7
		5 мм	34,4
	по внутреннему кольцу	1 мм	20,8
		5 мм	21,2
Д1Т	по наружному кольцу	1 мм	31,7
		5 мм	31,8
	по внутреннему кольцу	1 мм	6,6
		5 мм	6,8
БрАЖМц	по наружному кольцу	1 мм	16,8
		5 мм	17,3
	по внутреннему кольцу	1 мм	11,4
		5 мм	11,6

наружному, так и по внутреннему кольцу превышают допускаемые запасы прочности, рекомендуемые для авиационных конструкций $[S] = 2\sqrt{3}$.

Наибольшим запасом усталостной прочности обладает сепаратор из стали при центрировании по наружному кольцу. При центрировании по внутреннему кольцу запас усталостной прочности снижается приблизительно в 1,6 раза. Это можно объяснить тем, что при данном режиме работы максимальные отрицательные напряжения возникают на перемычке, которая ведёт ролик, а за счёт центрирования по внутреннему кольцу появляется дополнительный гидродинамический момент, увеличивающий нагрузку.

Запасы усталостной прочности бронзового сепаратора примерно в два раза ниже, чем у стального. Это объясняется тем, что максимальные нагрузки на перемычку у бронзового сепаратора немного больше, чем у стального, а предел усталости почти в два раза меньше.

Для сепаратора из Д1Т запас усталостной прочности при центрировании по наружному кольцу лишь немного уступает сепаратору из стали, однако при центрировании по внутреннему кольцу запас усталостной прочности резко падает примерно в пять раз.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балыкин, В.Б., Кожин А.Г. Использование пакета «ANSYS» для проектирования деталей авиационных редукторов. Самара: СГАУ, 2007. 43 с.
2. Акифьев В.И. Разработка методики расчёта роликовых подшипников опор ГТД с учётом проскальзываивания: дисс. ... канд. тех. наук. Самара, 1998. 165 с.
3. Балыкин В.Б. Жильников Е.П. Расчёт и проектирование валов, осей и опор качения авиационных редукторов. Самара: СГАУ, 2007. 60с.
4. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 302с.
5. Межгосударственный стандарт (ГОСТ) 25.504-82. Расчёты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. 120 с.

INFUENCE OF MATERIALS ON THE SAFETY FACTOR OF ROLLER BEARING CAGES WITH RESPECT TO DIFFERENT METHODS OF ALIGNMENT

© 2013 V.B. Balyakin, V.V. Makarchuk, A.V. Urlapkin

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

The stress-strain state of the cage of aviation bearings is investigated in accordance to materials and method of alignment. Based on these results, conclusions are drawn about the most appropriate safety factor to meet the requirements of strength .

Key words: cage, the finite element method, stress-strain state, the circumferential effort, equivalent stresses.

Valery Balyakin, Doctor of Technics, Professor, Head at the Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: 029-029@mail.ru

Vladimir Makarchuk, Candidate of Technics, Associate Professor at the Fundamentals of Machine Design Department.

Alexander Urlapkin, Student of Third Year at the Aircraft Engines Faculty, E-mail: sanchez163@bk.ru