

УДК 621.822

О ВЛИЯНИИ НАТЯГА И КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ОТ НАТЯГА НА ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ В ОПОРАХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2014 О.М. Беломытцев¹, А.Б. Пищальников²

¹Пермский национальный исследовательский политехнический университет

²ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Установлена связь между коэффициентом проскальзывания и натягом в роликоподшипнике 1032930 ротора газотурбинного двигателя семейства ПС-90 с номинальным монтажным зазором 0,0425 мм. Натяг в подшипнике определен расчётным путём в зависимости от тепловых деформаций и инерционных сил. Значения температур взяты из стендовых испытаний двигателя при скоростях вращения от 9228 до 11308 об/мин, соответствующие им значения натяга зависят также от посадки наружного кольца с корпусом (демпферной втулкой). В случае посадки с натягом в подшипнике натяг составляет от 0,021 до 0,058 мм, при посадке с зазором – от -0,0059 до 0,0478 мм. Вследствие объёмных деформаций сжатия вала и растяжения корпуса с наружным кольцом подшипника значения контактных деформаций и напряжений от натяга значительно уменьшаются. Приводятся выражения для определения каждого вида деформаций. Напряжения от контактных деформаций определены по формуле Герца и могут изменяться от 0 до 901 Н/мм² в зависимости от скорости вращения и посадки наружного кольца с корпусом. Построены кривые зависимости значений натяга, температуры, контактных напряжений и коэффициента проскальзывания от скорости вращения. При натяге от 0,0464 до 0,0558 мм и напряжениях от натяга 659-895 Н/мм² коэффициент проскальзывания составляет около 2%. Действительные напряжения в контакте неизвестны, так как сопряжение наружного кольца с корпусом носит неопределённый характер. В случае совмещённых опор разброс по деформации кольца существенно уменьшится, что приведёт к меньшему разбросу по таким показателям, как коэффициент проскальзывания и долговечность подшипника.

Подшипник, натяги, контактные напряжения, проскальзывание.

Введение

Проскальзывание роликов относительно внутреннего кольца подшипника может вызывать значительный износ роликов. Величина опасного значения коэффициента проскальзывания в различных источниках отличается весьма существенно. Это объясняется тем, что оценка уровня повреждаемости от проскальзывания и его влияние на остаточный ресурс подшипника является очень сложной задачей, не нашедшей пока однозначного решения [1].

На практике наиболее эффективными способами уменьшения проскальзывания в настоящее время являются уменьшение монтажного зазора и применение некруглых подшипников. При этом происходит увеличение контактных напряжений за счёт появления натяга, вызванного температурными деформациями колец и тел качения и увеличением диаметра беговой дорожки внутреннего кольца подшипника от действия центробежных сил при вращении.

При применении некруглых подшипников создаётся начальный преднапряжённый натяг, который также приводит к уменьшению проскальзывания.

В обоих случаях увеличиваются контактные напряжения и повышается сцепляемость роликов с внутренним кольцом подшипника.

Очевидно также, что на проскальзывание влияют и динамические потери от сопротивления воздушно-масляной смеси, зависящие от скорости вращения, давления подачи масла, конструкции подшипника, и другие факторы.

Этот вопрос в статье не рассматривается, так как взята конкретная опора ротора турбины высокого давления (ТВД) двигателя семейства ПС-90 (рис. 1) с роликоподшипником 1032930 с монтажным зазором 0,0425 мм (на диаметре), при котором долговечность подшипника является удовлетворительной как по критерию проскальзывания, так и по контактным напряжениям.

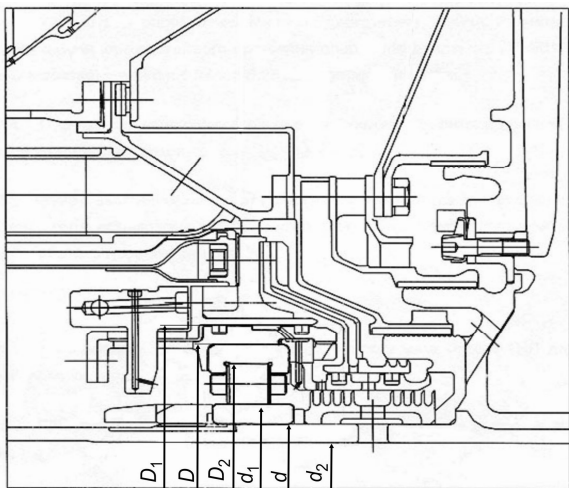


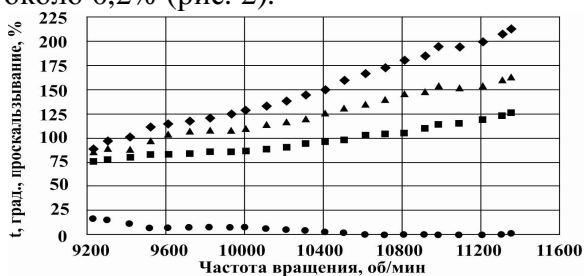
Рис. 1. Узел опоры ТВД двигателя ПС-90

Показано, что на номинальных режимах работы двигателя подшипник работает в условиях натяга, вызывающего значительные контактные напряжения, существенно превышающие напряжения от внешней нагрузки (веса ротора и дисбаланса). Также показано, что большой натяг в подшипнике в значительной мере компенсируется податливостью демпферной втулки и вала.

На основании экспериментальных и расчётных данных получены зависимости зазоров и напряжений при различных режимах работы двигателя.

1. Экспериментальная часть

Экспериментальные данные получены на стендовых испытаниях двигателя. Данные показывают, что с увеличением скорости растёт градиент температур колец подшипника и уменьшается проскальзывание, которое практически исчезает при номинальных режимах и составляет около 0,2% (рис. 2).



■ Температура внешнего кольца ▲ Температура внутреннего кольца
 ◆ Температура вала ● Коэффициент проскальзывания

Рис. 2. Экспериментальные данные температур деталей и проскальзывания в зависимости от частоты вращения

Температура колец определялась с помощью термопар, а проскальзывание – по показаниям тензодатчиков, наклеенных на наружном кольце подшипника в специальных пазах (рис. 3), под которыми при пробегании роликов на осциллограмме наблюдался всплеск. Фиксируя число всплесков в единицу времени, определяем коэффициент проскальзывания.

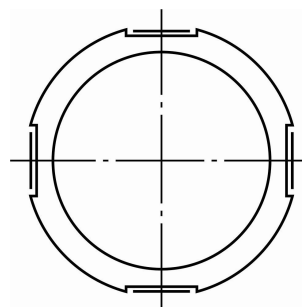


Рис. 3. Наружное кольцо подшипника, препарированное тензодатчиками

По-видимому, на зазор в подшипнике в работе влияет и более высокая температура вала относительно кольца подшипника, которая при испытаниях фиксировалась, но по причине недостатка данных для достаточно точного расчёта это обстоятельство пока не учтено и будет являться предметом дальнейшего изучения.

2. Расчётная часть

Целью расчёта является определение зазоров (натягов) и контактных напряжений в подшипнике на различных режимах, которые зависят от температуры колец подшипника и влияния центробежных сил инерции при вращении. Величина контактных напряжений зависит не только от натяга, но и от изгибных деформаций вала и корпуса (демферной втулки).

2.1. Определение зазоров (натягов) в подшипнике

Расчёт основан на методике, опубликованной в [2]. Он может быть выполнен на основании указанной работы и графиков на рис. 2 при следующих исходных данных (часть из них указана на рис. 1):

- посадочный диаметр вала $d=150$ мм;
- диаметр отверстия вала $d_2=133$ мм;
- диаметр беговой дорожки внутреннего кольца подшипника $d_1=165$ мм;
- диаметр роликов $d_p=15$ мм;
- длина роликов $l=15$ мм;
- эффективная длина роликов $l_3=13,5$ мм;
- диаметр беговой дорожки наружного кольца подшипника $D_2=195$ мм;
- внешний диаметр наружного кольца подшипника $D=210$ мм;
- наружный диаметр демпферной втулки $D_1=225$ мм;
- номинальное давление в демпферной полости $P_d=0,5$ Н/мм² (5 атм);
- погонная нагрузка на ролик от натяга в подшипнике (неизвестная величина) q_n , Н/мм;
- число роликов в подшипнике $Z = 28$;
- длина участка демпферной втулки, на который подается давление, $l_d = 24,0$ мм;
- расчётная длина демпферной втулки $B_k = 45$ мм;
- ширина колец подшипника $B = 28$ мм;
- модуль упругости стали ЭИ-347, материалов вала и демпферной втулки $E = 2,10 \cdot 10^5$ МПа (Н/мм²);
- коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$;
- плотность стали ЭИ-347 $\rho = 8,25 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³.

2.1.1. Данные расчётов изменения зазоров в подшипнике от температурного воздействия и сил инерции при вращении вала

Приняты следующие обозначения:
 Δg_t – уменьшение диаметрального зазора в подшипнике от теплового воздействия;
 $\Delta d_{цв}$ – уменьшение диаметрального зазора в подшипнике вследствие увеличения диаметра беговой дорожки при вращении (изменение размеров роликов при вращении незначительно, менее 1 мкм, и не учтено в расчёте);
 Δg_n – увеличение диаметрального зазора в подшипнике вследствие ослабления посадки кольца на валу при вращении;
 Σg – суммарное изменение зазора в подшипнике: ($\Sigma g = \Delta g_t + \Delta d_{цв} - \Delta g_n$);

g_n – натяг в подшипнике без учёта влияния центробежных сил роликов, определяемый по формуле:

$$g_n = g_n - \Delta g_t - \Delta d_{цв} + \Delta g_n,$$

где $g_n=0,0425$ мм – посадочный (монтажный) зазор.

Данные расчётов представлены в табл. 1 для рассматриваемого интервала частот вращения вала.

Таблица 1 -Изменение диаметрального зазора в подшипнике при изменении частоты вращения вала

n, об/мин (ω , с ⁻¹)	Параметры изменения зазора, мкм				
	Δg_t	$\Delta d_{цв}$	Δg_n	Σg	g_n
9228 (966)	21,6	35,3	-7,1	49,8	7,3
9521 (997)	30,4	37,6	-7,6	60,4	17,9
9823 (1028)	46,5	39,9	-8,0	78,4	35,9
10505 (1100)	68,6	45,7	-9,2	105,1	62,6
11308 (1184)	67,0	53,0	-10,7	109,3	66,8

Примечание. Знак«-» означает увеличение зазора в подшипнике.

2.1.2. Влияние на зазор в подшипнике центробежных сил роликов и давления в демпфере

Центробежные силы роликов $F_{ц}$ растягивают наружное кольцо подшипника, увеличивая зазор в нём. Здесь возможны два случая:

1) наружное кольцо подшипника устанавливается в демпферной втулке с зазором, что более вероятно, если рассматривать поля допусков втулки и кольца подшипника;

2) наружное кольцо подшипника оказывается в условиях натяга с демпферной втулкой, на которую действует давление в демпфере.

Очевидно, что более жёсткой является конструкция во втором случае.

Значения перемещений от действия центробежных сил роликов и давления в демпфере определялись также на основании работы [2]. Результаты расчётов приведены в табл. 2. Погонная нагрузка на ролик определялась по формуле

$$q_{ц} = \frac{F_{ц}}{l_3}.$$

При определении радиальных перемещений беговой дорожки сосредоточенные нагрузки заменялись распределёнными по поверхности, и задача сводилась к расчёту цилиндра под действием давления по формулам Ляме.

Таблица 2 -Значения центробежных сил роликов ($F_{ц}$, $q_{ц}$) и изменение размеров беговых дорожек наружного кольца от действия центробежных сил роликов и давления в демпфере

Параметры	Значения параметров				
Частота вращения					
n , об/мин	9228	9521	9823	10505	11308
ω , c^{-1}	966	997	1028	1100	1184
Центробежные силы роликов					
$F_{ц}$, Н	384	410	436	500	578
$q_{ц}$, Н/мм	28,4	30,4	32,3	37,0	42,8
Увеличение радиуса беговой дорожки при зазоре между кольцом и демпферной втулкой					
$u_{в3ц}$, мкм	4,2	4,5	4,7	5,4	6,3
Уменьшение диаметра беговой дорожки от давления в демпфере при натяге между кольцом и демпферной втулкой					
$2u_{д}$, мкм	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Увеличение диаметра беговой дорожки без учета давления в демпфере при натяге между кольцом и демпферной втулкой					
$2u'_{зц}$, мкм	2,6	2,8	3,0	3,4	4,0
Увеличение радиуса беговой дорожки от контактной деформации					
$\delta_{кц}$, мкм	2,3	2,4	2,6	2,7	3,4

Результирующие значения натягов в подшипнике (табл. 3) определяются на основании данных табл. 1, 2 по выражениям:

Таблица 3 -Результирующие значения натяга $\sum g_n$ в подшипнике, мкм

Частота вращения, об/мин				
9228	9521	9823	10505	11308
Натяг в подшипнике в случае зазора между кольцом и демпферной втулкой				
-5,9	4,1	21,3	46,4	47,4
Натяг в подшипнике в случае натяга между кольцом и демпферной втулкой				
2,1	12,3	29,7	55,8	58

Примечание. Знак «-» означает зазор в подшипнике.

- в случае зазора между наружным кольцом подшипника и демпферной втулкой:

$$\sum g_n = g_n - 2u_{в3ц} - 2\delta_{кц};$$

- в случае натяга между кольцом и демпферной втулкой:

$$\sum g_n = g_n + 2u_{д} - 2u'_{в3ц} - 2\delta_{кц}.$$

3. Определение нагрузок и напряжений в подшипнике от натяга

Полученные значения натягов являются весьма значительными, и в случае жёсткой опоры, то есть сплошного вала и массивного корпуса, контактные напряжения были бы велики и долговечность подшипника небольшой. Но особенностью авиационных опор является значительная пустотелость вала и трубчатость корпуса, благодаря чему детали существенно деформируются: вал сжимается, корпус растягивается, что приводит к перераспределению натяга в подшипнике между контактной деформацией и деформациями вала и корпуса совместно с кольцами подшипника.

В работе [2] дана методика определения перемещений беговых дорожек колец под действием распорных усилий от натяга.

Для рассматриваемой опоры деформация вала с кольцом подшипника, то есть радиальное перемещение беговой дорожки, определяется по выражению:

$$u_{н2} = 6,94 \cdot 10^{-5} q_n, \text{ мм};$$

радиальное перемещение беговой дорожки наружного кольца от распорных усилий от натяга определяется по выражениям:

- в случае посадки с натягом кольца подшипника с демпферной втулкой:

$$u_{в3} = 4,67 \cdot 10^{-5} q_n, \text{ мм},$$

- в случае посадки с зазором колец подшипника с демпферной втулкой:

$$u_{в} = 14,12 \cdot 10^{-5} q_n, \text{ мм}.$$

Значения натяга в подшипнике можно представить выражениями:

- при натяге кольца с демпферной втулкой:

$$\sum g_n = 2(\delta_k + u_{н2} + u_{в3})q_n = 2(7,45 + 6,94 + 4,67) \cdot 10^{-5} q_n = 38,12 \cdot 10^{-5} q_n,$$

- при зазоре между кольцом и демпферной втулкой:

$$\sum g_n = 2(\delta_k + u_{n2} + u_b)q_n = 2(7,45 + 6,94 + 14,12) \cdot 10^{-5} q_n = 57,02 \cdot 10^{-5} q_n,$$

где δ_k – контактная деформация ролика с беговой дорожкой, выраженная величиной $\delta_k = 7,45 \cdot 10^{-5} q_n$ при $q_n \approx 100$ Н/мм.

Из найденных выражений, используя значения натягов в табл. 3, можно определить усилия от натяга q_n (табл. 4).

Контактные напряжения находятся по формуле Герца:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{q_n \frac{E}{\rho}},$$

которая для рассматриваемого подшипника приводится к виду:

$$\sigma_n = 73,0 \sqrt{q_n}.$$

Численные значения представлены в табл. 4.

На рис. 4 представлены кривые зависимостей: зазоров, разности температур колец, напряжений и проскальзывания от частоты вращения ротора.

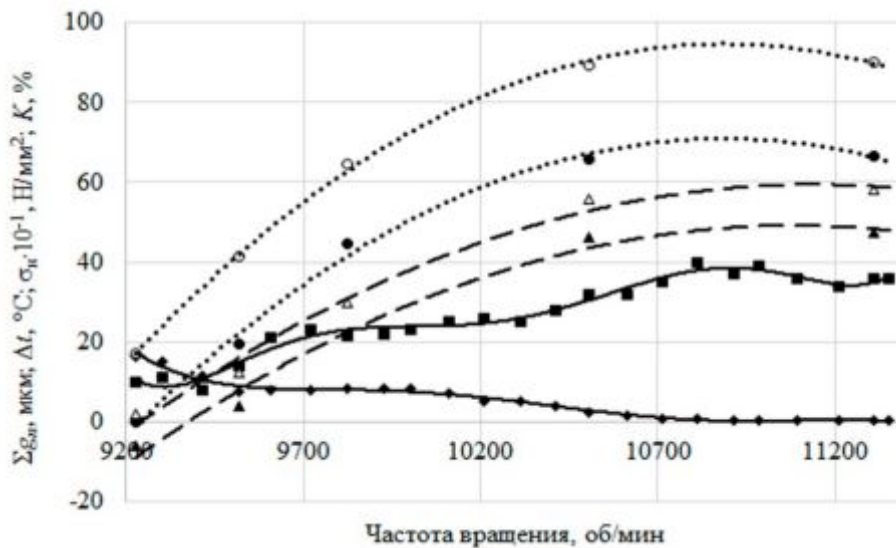


Рис. 4. Кривые зависимостей:

—■— $-\Delta t$, °C разность температур колец; —◆— K %, коэффициент проскальзывания; $\cdots \bullet \cdots$ $-\sigma_n$, Н/мм², напряжения в контакте при зазоре посадки кольца подшипника с демпферной втулкой; $\cdots \square \cdots$ $-\sigma_n$, Н/мм², напряжения в контакте при натяге посадки кольца подшипника с демпферной втулкой; —▲— $-\Sigma g_n \cdot 10^3$, мм, натяг в подшипнике при зазоре посадки кольца подшипника с демпферной втулкой; —◆— $-\Sigma g_n \cdot 10^3$, мм, натяг в подшипнике при натяге посадки кольца подшипника с демпферной втулкой

Таблица 4 - Значения нагрузок q_n , напряжений σ_n , диаметральных зазоров и натягов и соответствующие им коэффициенты проскальзывания

Параметры	Угловая скорость, об/мин				
	9228	9521	9823	10505	11308
При зазоре кольца с демпферной втулкой:					
q_n , Н/мм	0	7,2	37,4	11,4	83,1
σ_n , Н/мм ²	0	195	447	659	666
Σg_n , мкм	-5,9	4,1	21,3	46,4	47,4
При натяге кольца с демпферной втулкой:					
q_n , Н/мм	5,5	32,3	77,8	150	152
σ_n , Н/мм ²	171	415	644	895	901
Σg_n , мкм	2,1	12,3	29,7	55,8	58,0
K , %	16,4	8	8	2	0,2

Знак «-» означает зазор в подшипнике.

Результаты

1. Определены расчётным путём значения зазоров-натягов и контактных напряжений во всём диапазоне скоростей при испытании двигателя – от 9228 до 11308 об/мин.

2. При частотах вращения 9228-9300-9417 об/мин подшипник работает в условиях радиального зазора или небольшого натяга; внешняя нагрузка на подшипник, составляющая около 6,4 кН, не обеспечивает полного сцепления между роликами и внутренней беговой дорожкой, при этом проскальзывание составляет 16,4-15,1-11,5% соответственно (рис. 4).

3. При одной и той же скорости вала, но при разных исполнениях опоры, отличающихся различными положениями наружного кольца подшипника относительно демпферной втулки, из-за нестабильного зазора посадки значения радиальных зазоров существенно колеблются – от 3 до 1,2 раза при частоте вращения вала 9521 и 11308 об/мин, соответственно; при этом значения контактных напряжений отличаются в 2,1 и 1,35 раза (табл. 4).

4. Из данных табл. 4 и графиков рис. 4 следует:

- наибольшее проскальзывание – до 16,4% – наблюдается при зазоре и натяге до 2,1 мкм и напряжении в контакте от натяга до 171 Н/мм²;

- проскальзывание до 8% наблюдается при натягах от 4,1 до 29,7 мкм и соответствующих напряжениях от натяга 198 ... 644 Н/мм²;

- проскальзывание до 0,2% - при натягах от 47,4 до 58 мкм и контактных напряжениях от 666 до 901 Н/мм².

5. При испытаниях двигателя на режимах 9600-10000 об/мин на кривой разностей температур колец подшипниках (Δt) отмечается горизонтальный участок и соответствующий ему почти постоянный коэффициент проскальзывания $K \approx 7,7...8,4\%$ (рис. 4). Причина этого явления не определена.

6. С увеличением частоты вращения наблюдается некоторая стабилизация значений натяга и контактных напряжений

при $n=10505$ и $n=11308$ об/мин (табл. 4, рис. 4).

Заключение

1. Расчёты показывают, что вследствие температурных деформаций деталей и воздействия сил инерции при вращении в подшипнике возникают большие контактные напряжения от натяга – до 670...900 МПа.

Значительный разброс контактных напряжений объясняется неопределённым положением кольца подшипника в демпферной втулке вследствие заданной технической документацией переходной посадки кольца и втулки.

2. Минимальный разброс контактных напряжений при $n \approx 11300$ об/мин, что соответствует крейсерскому режиму работы ГТД, равен 1,35 раза, что может дать двукратный разброс долговечности подшипника.

3. При более тугой посадке наружного кольца с демпферной втулкой или применении совмещённой опоры, когда кольцо подшипника выполняется заодно с демпферной втулкой, неопределённость деформации кольца подшипника существенно уменьшится и разброс по долговечности также уменьшится.

Следует рассмотреть выбор толщины стенки демпферной втулки с позиции оптимизации по критериям работоспособности: распределения нагрузки по телам качения и уровня контактных напряжений, жёсткости опоры и вибраций.

Библиографический список

1. Макаручук В.В., Петров Н.И., Акифьев В.И. Скольжение в межвальном роликовом подшипнике ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П.Королева. 2009. № 3(19), ч. 3. С. 171-177.

2. Беломытцев О.М. Определение влияния различных факторов на зазоры

(натяги) и влияние натягов на распределение нагрузки по телам качения в быстроходных роликоподшипниках // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. 2009. № 3(19), ч. 3. С. 67-75.

Сведения об авторах

Беломятцев Олег Михайлович, кандидат технических наук, профессор, Пермский национальный научно-исследовательский политехнический университет. E-mail: BOM3101@mail.ru. Область научных интересов: подшипники качения, трибология, передачи.

Пищальников Александр Борисович, ведущий инженер, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь. E-mail: Gladky@avrad.ru. Область научных интересов: испытания роторов авиационных газотурбинных двигателей.

INFLUENCE OF TENSION AND CONTACT STRESS ON SLIDING IN CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS IN SUPPORT OF GAS TURBINE ENGINES

© 2014 O.M. Belomytcev¹, A.B. Pischalnikov²

¹Perm State Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

²Joint Stock Company «Aviadvigatel», Perm, Russian Federation

The tie between coefficient of slip and tight in a roller bearing 1032930 rotors of the turbine jet of PS-90 family with a rated mounting gap of 0,0425 mm is established. Tight in the bearing is defined in the estimated way depending on thermal deformations and inertial forces. Values of temperatures are taken from bench tests of the engine in case of rotational speeds from 9228 to 11308 RPM, the values of tight corresponding to them depend also on fit of an outside ring with the casing (the damping sleeve). In case of fit with tight in the bearing tight makes from 0,021 to 0,058 mm, in case of fit with a gap – from 0,0059 to 0,0478 mm. Owing to volume compressive stress of a shaft and stretching of the casing with a bearing outer ring of value of contact deformations and stress from tight considerably decrease, expressions for determination of each type of deformations are given. Stress of contact deformations is determined by a formula of Hertz and can change from 0 to 901 N/mm² depending on rotational speed and fit of an outside ring with the casing. Curve dependences of values of tight, temperature, contact stress and coefficient of slip from rotational speed are constructed, so in case of tight from 0,0464 to 0,0558 mm and stress from tight of 659-895 N/mm² the coefficient of slip makes about 2%. The valid stress in contact is unknown as conjugation of an outside ring to the casing has indefinite character, in case of the combined support the dispersion on deformation of a ring significantly will decrease that will lead to smaller dispersion on such indexes as coefficient of slip and longevity of the bearing.

Bearing, pressure, contact stress, slippage.

References

1. Makarchuk V.V., Petrov N.I., Akifiev V.I. A separator skidding in the cylindrical roller bearing between shafts of the gas turbine engine // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 3. P. 171-177. (In Russ.)

2. Belomytcev O.M. The determination of various factors influencing on change of the mounting fit and calculation procedure of the load distribution in the cylindrical roller bearings operated in tightness // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2009. No. 3(19), part 3. P. 67-75. (In Russ.)

About the authors

Belomytcev Oleg Mikhailovich, Candidate of Science (Engineering), Professor of Perm National Research Polytechnic University. E-mail: BOM3101@mail.ru. Area of Research: rolling bearing, tribology, transmissions.

Pitchalnikov Alexander Borisovich, chief engineer of JSC «Aviadvigatel», Perm. E-mail: Gladky@avrad.ru. Area of Research: test of aviation GTE rotor subjects.