

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СЕПАРАТОРА С ЭЛЕМЕНТАМИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

© 2009 Б. М. Силаев, А. В. Безбородников, М. В. Баляба, М. А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Проведен анализ силового взаимодействия сепаратора с элементами высокоскоростного подшипника качения и подшипникового узла, показана система сил, воздействующих на сепаратор при работе, и источники их возникновения, приведены расчетные соотношения для определения указанных сил, необходимых для расчета напряженно-деформированного состояния и размеров сепаратора.

Высокоскоростной подшипник качения, сепаратор, подшипниковый узел, силы взаимодействия, деформация сепаратора

Как известно, во многих современных отраслях машиностроения (авиационной, космической, атомной и др.) подшипники качения работают в условиях высоких скоростей и нагрузок, при этом зачастую скорости вращения превышают допустимые по каталогу, нагрузки достигают верхних значений допустимых пределов, а использование в качестве смазочно-охлаждающих сред рабочих маловязких жидкостей – топливных, криогенных, водных и др. – обуславливает граничный режим трения. Совокупность таких воздействующих факторов приводит к возникновению неравномерности температурных полей и повышенных деформаций элементов конструкции, что создает условия функционирования подшипников качения, близкие к экстремальным.

Одним из основных элементов, ограничивающих долговечность подшипников качения в названных условиях работы, является сепаратор, повреждение которого и выход из строя лимитирует ресурс и надежность как самого подшипника, так и технического объекта в целом. Конструкция современных сепараторов, применяемых для быстроходных тяжело нагруженных подшипников качения, довольно разнообразна и существенно определяется нагрузочно-скоростными параметрами опоры, её температурным состоянием и характеристиками смазочно-охлаждающей среды, в которой работает подшипник.

На рис.1 приведены основные конструктивные схемы сепараторов, применяемые

для названных выше условий. Учитывая, что роликоподшипники значительно реже используются при высоких скоростях вращения, остановимся только на рассмотрении конструкции сепараторов и их силового взаимодействия при работе в составе высокоскоростных шарикоподшипников. На основании рассмотрения практики применения таких подшипников качения [1, 2] можно констатировать, что для топливных и водных сред применяют массивные (цельные) сепараторы, выполняемые из бронзы, текстолита или полиамида (рис.1, а, б).

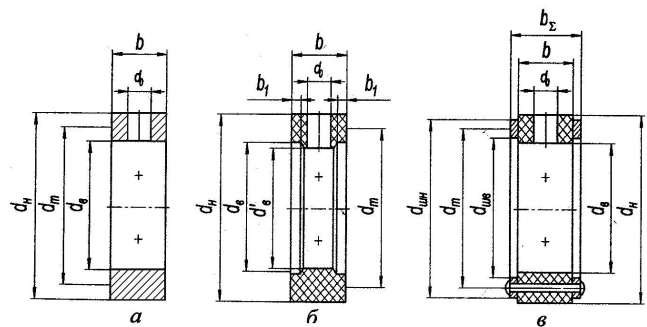


Рис.1. Конструктивные схемы сепараторов быстроходных подшипников:

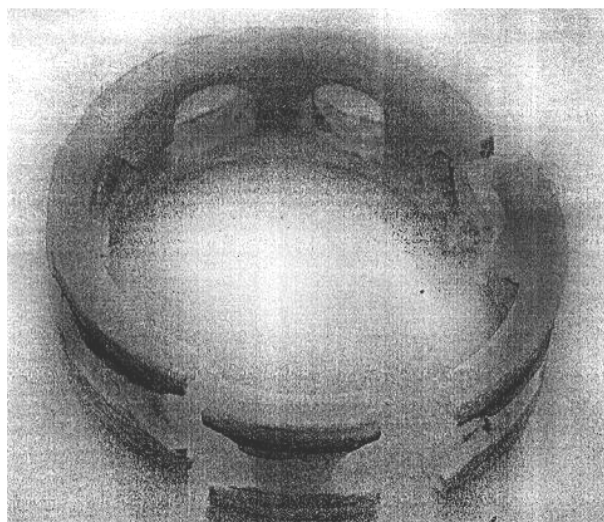
а – массивный (цельный) сепаратор; б – сепаратор с усилением по внутреннему диаметру; в – сепаратор с заклепками

Для эксплуатации в различных криогенных средах хорошо зарекомендовали себя шарикоподшипники с массивным сепаратором (рис. 1), выполняемым из таких материалов, как фторопласт-4 и фторопласт-40 и их композиции с наполнителями (двусернистый молибден, углеволокно и др.), которые

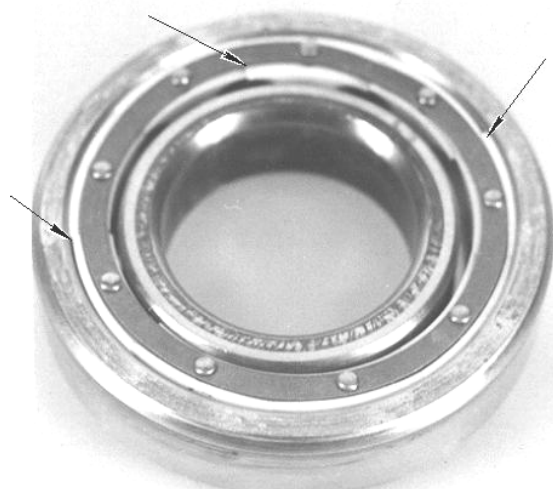
имеют более высокие износостойкость, антифрикционность, теплопроводность и при-емлемые характеристики по прочности, хладотекучести и термическому изменению размеров по сравнению с чистым фторопластом.

Анализ повреждений и дефектов, проявляющихся в процессе стендовых испыта-

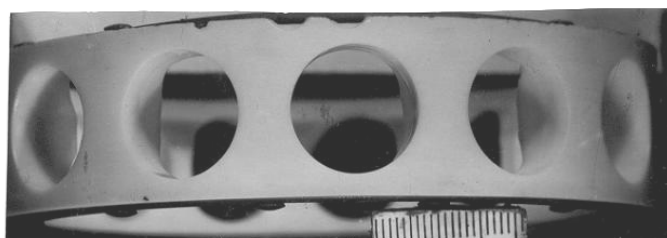
ний изделий, а также в эксплуатационных условиях показал, что основными из них являются разрыв продольных перемычек (рис. 2, а,б), повышенный износ гнезд и центрирующих поясков сепараторов (рис. 2,в) и отрыв закладных головок заклепок сепараторов клепаной конструкции (рис. 2,г).



а



б



в



г

Рис.2. Основные повреждения сепараторов быстроходных подшипников качения: а, б – разрыв продольных перемычек; в – повышенный износ гнезд; г – отрыв закладных головок заклепок

В настоящее время авторам не удалось найти в технической литературе единого подхода и методики расчета сепараторов подшипников качения применительно к двигателям летательных аппаратов. Так, по представлениям С.Н. Куцаева, одним из основных факторов, определяющим работоспособность сепараторов шарикоподшипников роторов газотурбинных авиадвигателей, является перекос колец, в исследовании [3]

анализируется влияние разноразмерности тел качения в комплекте и отклонение беговых дорожек колец и шариков от правильной геометрической формы.

В данной работе предпринята попытка рассмотреть всю систему действующих сил на сепаратор быстроходных подшипников двигателей летательных аппаратов и наметить единый подход к их расчету. С этих позиций типичным представителем являются

подшипники качения турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. Функционирование таких подшипников происходит в среде рабочих компонентов, т.е. в среде топливных и криогенных жидкостей, которые под определенным перепадом давления прокачиваются через полость опоры качения (рис.3).

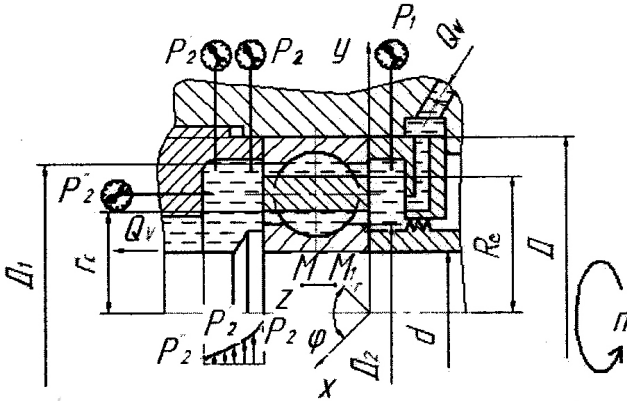


Рис. 3. Конструктивная схема подшипникового узла с прокачкой под давлением смазочно-охлаждающей жидкости

Подводя итог анализу условий работы подшипников качения в составе подшипникового узла изделия, можно показать, что в целом на сепаратор высокоскоростного подшипника качения действует следующая система сил и причины их возникновения:

- центробежные силы инерции, возникающие при вращении сепаратора, $F_{Ц}$;
- силы от перепада давления на сепараторе при прокачке смазочно-охлаждающей жидкости через зазоры между сепаратором и кольцами подшипника, F_p ;
- силы гидродинамического сопротивления, возникающие при вращении сепаратора с комплектом тел качения в жидкостной среде, F_h ;
- силы трения, имеющие место при соприкосновении сепаратора с направляющим кольцом, F_f ;
- силы надавливания шариков на перемычки сепаратора, обусловленные перекосом колец подшипника при работе в составе подшипникового узла, F_{γ} ;
- силы взаимодействия между телами качения и сепаратором, обусловленные отклонением беговых дорожек колец и шариков от правильной геометрической формы и разноразмерностью шариков в комплекте подшипника, ΣF_i ;

Кроме указанного комплекса сил, при работе подшипника в условиях низких или повышенных температур на сепаратор клепаной конструкции (рис. 1, в) действует термическая сила от перепада температур, связанная с различием коэффициентов линейного расширения полимерного кольца и металлического каркаса сепаратора.

Условие равновесия сил, приложенных к сепаратору, запишется в виде

$$F_C = F_{Ц} + F_p + F_h + F_f. \quad (1)$$

Центробежную силу инерции сепаратора найдем как силу вращающегося кольца без учета массы гнезд под тела качения:

$$F_{Ц} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\gamma}{g} 2\pi b r dr \omega_c^2 r - \int_{r_1}^{r_2} \frac{\gamma}{g} z \pi r_0^2 dr \omega_c^2 r = \frac{\gamma}{g} \pi \omega_c^2 (r_2^2 - r_1^2) (2r_1 b - z r_0^2). \quad (2)$$

Здесь γ и g – удельный вес материала сепаратора и ускорение свободного падения

соответственно; $\omega_c = \frac{\pi n_c}{30}$ – угловая скорость

сепаратора; $n_c = \frac{n(d_m - D_w \cos \alpha)}{2d_m}$ – частота

вращения сепаратора; n – частота вращения внутреннего кольца (вала); D_w и d_m – диаметр тела качения и средний диаметр сепаратора, соответственно; α и z – угол контакта и число гнезд под тела качения; r_0 , r_1 и r_2 – радиусы гнезд и сепаратора (рис. 1).

Сила от перепада давления Δp на сепараторе определится в виде

$$F_p = \pi(r_2^2 - r_1^2) \Delta p. \quad (3)$$

Силу гидродинамического сопротивления при вращении сепаратора в жидкостной среде согласно [2] найдем из соотношения

$$F_h = \frac{2C_{\mu} \rho \omega_c^2}{D_w + D_g} \left[R_s^5 - r_s^5 + \frac{5}{2} b (R_s^4 + r_s^4) \right], \quad (4)$$

где $C_{\mu} = a_{\mu} Re^{b_{\mu}} (Eu Ta^2)^{-b_{\mu}}$ – коэффициент сопротивления; a_{μ} и b_{μ} – коэффициенты, определяемые экспериментально; Re , Eu , Ta – критерии Рейнольдса, Эйлера и Тейлора, величина их существенно зависит от критического значения числа $Ta_{кр} = f(Re)$, характеризующего устойчивость потока в зазорах между сепаратором и кольцами подшип-

ника; ρ – плотность жидкости; D_8 – диаметр внутреннего кольца по дну желоба; $R_3=1,07r_2$ и $r_3=0,87r_1$ – условные радиусы сепаратора, отражающие влияние выступающих частей шариков над поверхностями сепаратора при вращении его в жидкостной среде.

Имея в виду, что подшипник качения работает в условиях прокачки под перепадом давления смазочно-охлаждающей жидкости через зазоры сепаратора, значение силы трения скольжения F_f можно оценить по известным соотношениям для подшипника скольжения, т.е.

$$F_f = \pi b d_k \frac{\mu \omega_c}{\psi} . \quad (5)$$

Здесь d_k – диаметр центрирующих бортиков кольца подшипника; ψ – относительный зазор, при выборе весьма важно помнить и учитывать о температурных изменениях этого параметра, вызываемых разными коэффициентами линейного расширения материалов сепаратора и колец подшипника.

Кроме рассмотренной системы сил, составляющей условие равновесия сепаратора при работе, на него производится также воздействие и переменных усилий. Среди усилий переменного характера, действующих на перемишки сепаратора, следует отметить силы надавливания F_γ на них со стороны тел качения при работе подшипника в условиях перекоса колец.

Воздействие внешних нагрузок при угле перекоса γ колец подшипника существенно изменяет углы контакта α шариков при вращении, которые проходят последовательно значения от α_{min} до α_{max} . Шарик с наибольшим углом контакта α_{max} будет проходить наибольший путь и будет набегать на стенку отверстия сепаратора. В этот момент времени шарик с наименьшим углом контакта α_{mi} будет отставать, при этом в него будет упираться стенка отверстия сепаратора. Силы взаимодействия тел качения с перемишками сепаратора в соответствии с представлениями С.Н. Куцаева определяются из выражения

$$F_\gamma = \frac{\delta_c E_c J_c}{K r_m^3} , \quad (6)$$

где $\delta_c = \Phi [\Delta S_{max} (\gamma, \alpha, n_c, D_w)]$ – деформация сепаратора; $\Delta S_{max} (\gamma, \alpha, n_c, D_w)$ – величина набегания сепаратора в течение промежутка времени, соответствующего половине оборота сепаратора; E_c – модуль упругости материала сепаратора; J_c – момент инерции; K – коэффициент; r_m – средний радиус сепаратора.

В дополнение к указанным переменным силам при вращении подшипника появляются силы периодического воздействия F_i на перемишки сепаратора в результате изменения текущих (мгновенных) радиусов и скоростей шариков. Эти изменения вызывают относительное сближение или удаление их во время движения; при этом одни шарiki опережают, другие отстают, создавая переменные усилия F_i на сепаратор. Эти усилия являются функцией параметров, характеризующих отклонения шариков и дорожек качения внутренних и наружных колец от правильной геометрической формы, основными из которых являются разноразмерность шариков, овальность и гранность поверхностей качения и некоторые другие. Указанные усилия определяются функциональной зависимостью упругой силы в зоне контакта шариков с гнездами сепараторов от их взаимного относительного перемещения [3]:

$$F_i = C \delta_{ci}^{3/2} , \quad (7)$$

где C – коэффициент, характеризующий упругие свойства сепаратора; δ_{ci} – деформация в зоне контакта i -го шарика с сепаратором. Рассматриваемое усилие представляет интерес, в основном, при расчетном анализе и оценке виброакустических характеристик подшипников качения [4].

Несколько иной расчетный силовой анализ по сравнению с рассмотренным представляет собой алгоритм расчета усилий, действующих на сепаратор клепаной конструкции (см. рис 1, в). В данном случае наряду с вышеуказанным комплексом усилий (1...7) в условиях низких или повышенных температур узла трения на сепаратор подшипника качения дополнительно воздействует сила, возникающая от перепада температур, связанная с различием коэффициента линейного расширения полимерного и ме-

таллического материалов элементов конструкции сепаратора. Расчётный анализ проводится в среднем радиальном сечении сепаратора, где возникают усилия взаимодействия полимерного кольца и металлических шайб с заклепками, т.е. с силовым каркасом типа «беличьего колеса». Из рассмотрения условия совместности деформаций полимерного кольца и металлического каркаса сепаратора определяется усилие взаимодействия между ними.

Рассмотренный комплексный анализ силового взаимодействия сепаратора с элементами конструкции подшипника и подшипникового узла позволяет определять напряжённо-деформированное состояние сепаратора, рассчитать прочность и обоснованно назначать его конструктивно-технологические параметры, в зависимости от нагрузочно-скоростных, температурных и других режимных условий работы подшипника и его узла в целом.

Библиографический список

1. Зайцев, Л.Н. Авиационные подшипники качения / Л.Н. Зайцев, Р.В. Коросташевский. – М.: Оборонгиз, 1963. – 340 с.
2. Силаев, Б.М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах / Б.М.

Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 264 с.

3. Иванов, Ю.Р. О влиянии макрогеометрии беговых дорожек колец и разноразмерности шариков на силы, действующие на сепаратор шарикоподшипника / Ю.Р. Иванов, Л.С. Трофимовская, К.Н. Явленский // Труды, Вып. 70, ЛИАП, - 1971. - С.286-292.

4. Явленский, А.К. Теория динамики и диагностики систем трения качения / А.К. Явленский, К.Н. Явленский. - Ленинград: Изд. ЛГУ, 1978. –184 с.

References

1. Zaycev, L.N., Korostashevskij, R.V. Aircraft bearings. - M.:Oborongiz, 1963. - 340 p.
2. Silaev B.M. The tribology of machine parts in low-viscous lubricating enviroment. - Samara: SSAU, 2008. - 264 p.
3. Ivanov, Y.R., Trofimovskaya, L.S., Yavlenskij, K.N. About the influence of macrogeometry of racetracks of rings and different size of balls on the force, operating on separator of a ball bushing. Works, part 70, LIAP, 1971. - P. 286-292.
4. Yavlenskij, A.K., Yavlenskij, K.N. The theory of dynamics and diagnostic of friction's bearing system. Leningrad: LSU. 1978. - 184 p.

FORCE INTERACTION BETWEEN CAGE AND ELEMENTS OF HIGH SPEED BALL BEARING AND BEARING ASSEMBLY

© 2009 B. M. Silaev, A. V. Bezborodnikov, M. V. Balyaba, M. A. Ermilov

Samara State Aerospace University

The analysis of cage force interaction with high-speed ball bearing units and bearing assembly was made. The working cage force system and initiation sources of the forces involved were presented, preselected ratios for determination of chosen forces required for stressed-deformed state and cage sizes evaluation were shown.

High speed bearing, cage, bearing assembly, interacting force, cage distortion

Информация об авторах

Силаев Борис Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.

(846) 263-67-22, 267-46-09. Область научных интересов: трение и изнашивание деталей машин.

Безбородников Алексей Васильевич, инженер кафедры основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-09. Область научных интересов: авиационные подшипники качения.

Баляба Максим Владимирович, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-09. Область научных интересов: авиационные подшипники качения.

Ермилов Михаил Анатольевич, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-09. Область научных интересов: авиационные подшипники качения.

Silaev Boris Mihailovich, Doctor of Engineering Science, Professor of the principal machine construction Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 263-67-22, 267-46-09. Area of research: friction and strain ageing of the machine elements.

Bezborodnikov Aleksey Vasilyevich, engineer of the principal machine construction Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-09. Area of research: aircraft bearings.

Balyaba Maxim Vladimirovich, student of the Aircraft Engines and Power Plants Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-09. Area of research: aircraft bearings.

Ermilov Mihail Anatolyevich, student of the Aircraft Engines and Power Plants Faculty of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-09. Area of research: aircraft bearings.