

УДК 621.914+621.431.75

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА

© 2013 О. В. Гречишников¹, А. Ю. Балакин², А. Д. Росляков¹¹ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара,²Самарский государственный университет путей сообщения

Приведены материалы по исследованию причин потери работоспособности роликового подшипника ГТД наземного применения. Проанализированы факторы, которые влияют на температуру колец подшипника. Показано, что существенное влияние на работоспособность роликового подшипника оказывает эффективность охлаждения деталей подшипника, особенно наружной беговой дорожки, а также термостабильные характеристики и способ подачи масла.

Роликовые подшипники, способ подачи масла на беговые дорожки.

При эксплуатации двигателей НК-14СТ имеет место разрушение роликового подшипника АВ32132Р6 турбины. Кроме того, аналогичное разрушение имело место и на двигателях НК-12СТ и НК-12МП.

Полная статистика с начала эксплуатации содержит значительное количество случаев разрушения подшипников. Во всех случаях картина разрушения одинаковая – усталостное выкрашивание на дорожке качения наружного кольца с началом выкрашивания от масло-подводящих отверстий наружного кольца подшипника. Проведённые ранее металлографические исследования (в том числе и на 4-м ГПЗ) показали, что во всех случаях причиной разрушения подшипника явилось попадание в рабочую зону подшипника продуктов коррозии или других посторонних частиц, находящихся в масле. Нарработка двигателей на момент проявления дефекта колеблется в широком диапазоне.

При разборке двигателей масло сливалось с основного маслофильтра и маслоагрегата и отправлялось на исследование в ЦЗЛ. Масло ТП-22С из маслофильтра по всем параметрам соответствовало ТУ СТ-730. Масло из маслоагрегата в ряде случаев не соответствовало ТУ СТ-730 по обнаруженным следам воды, остальные параметры при этом были в норме.

При внешнем осмотре деталей переднего подшипника турбины обнаруже-

но разрушение наружного кольца в виде сквозной поперечной трещины с отрывом нескольких фрагментов от клеймёного и неклеимёного торцов (рис. 1).



Рис. 1. Передний подшипник турбины с разрушенным наружным кольцом

По месту расположения сквозной трещины на поверхности дорожки качения наружного кольца наблюдаются усталостные выкрашивания, расположенные по дуге длиной ~100 мм, с началом от маслоподводящего отверстия. Сквозная трещина проходит через зону с выкрашиваниями. По месту остальных маслоподводящих отверстий обнаружены мелкие выкрашивания (рис. 2).

Изломы по месту разрушения – сквозные трещины и отрыв фрагментов – без следов окисления, усталостного ха-

рактера, с началом усталости от выкрашивания на дорожке качения.

На поверхности роликов наблюдаются мелкие прикатанные усталостные выкрашивания, расположенные вдоль образующей (рис. 3).



Рис. 2. Выкрашивания по месту маслоподводящих отверстий

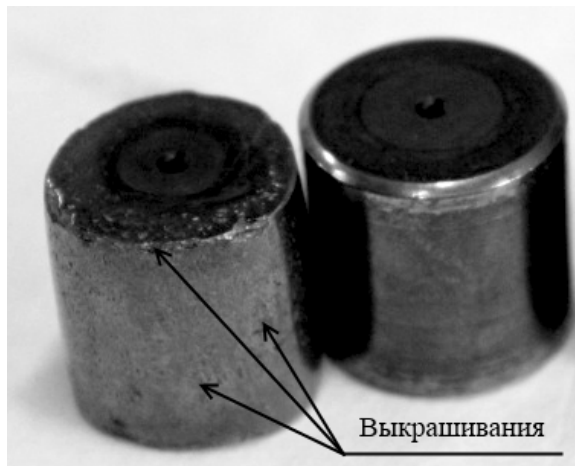


Рис. 3. Прикатанные усталостные выкрашивания на поверхности роликов

По результатам спектрального анализа, материал роликов наружного и внутреннего колец переднего подшипника турбины соответствует стали ЭИ347-Ш, сепаратора – сплаву БрАЖМц 10-3-1,5.

Твёрдость материала наружного и внутреннего колец переднего подшипника турбины находится в пределах HRC 62,0...63,5 ед., роликов – HRC 62,5...64,0 ед., что соответствует требованиям чертежа. По чертежу твёрдость материала должна быть HRC 60,0...65,0 ед.

Передний подшипник 16 ротора турбины (рис. 4) представляет собой роликовый подшипник, обоймы и ролики которого выполнены из стали ЭИ-347Ш. Подшипник смонтирован в корпусе подшипника 19 картера турбины с зазором по наружной обойме 4. Наружная обойма и форсуночное кольцо 1 зажаты гайкой 6, законтренной контровкой – сухариком 7. Внутренняя обойма 15 подшипника напрессована на вал турбины и закреплена гайкой 18, законтренной пластинчатой контровкой.

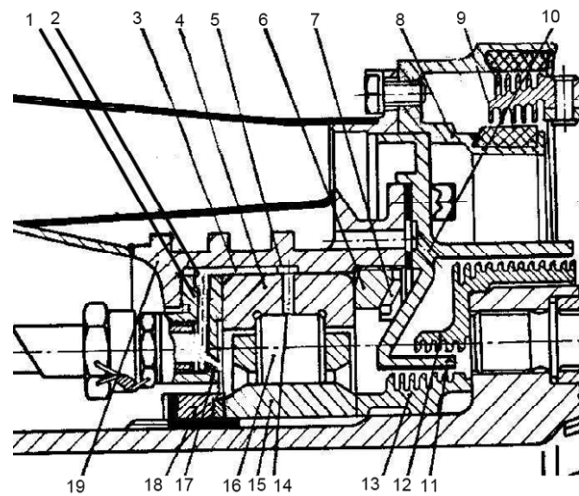


Рис. 4. Передний подшипник ротора турбины:
 1 – форсуночное кольцо; 2 – кольцевая канавка форсуночного кольца; 3 – фрезеровка;
 4 – наружная обойма подшипника; 5 – кольцевая канавка корпуса подшипника; 6 – гайка;
 7 – контровка-сухарик; 8 – уплотнительные кольца картера турбины; 9 – кольцо лабиринтное колеса первой ступени; 10 – отверстие;
 11 – неподвижное кольцо, 12 – вращающееся лабиринтное кольцо; 13 – вращающееся лабиринтное кольцо; 14 – отверстие наружной обоймы; 15 – внутренняя обойма подшипника;
 16 – передний подшипник турбины;
 17 – отверстие форсуночного кольца; 18 – гайка;
 19 – корпус подшипника картера турбины

Масло на смазку и охлаждение подшипника подается в двух направлениях:

– по маслопроводу картера турбины через форсуночное кольцо 1, его кольцевую канавку 2, фрезеровку 3, кольцевую канавку 5 и через три отверстия 14 на беговую дорожку наружной обоймы;

– через три отверстия 17 в форсуночном кольце в зазор между сепаратором и внутренней обоймой подшипника.

В месте посадки внутренней обоймы подшипника на переднем валу выполнены продольные канавки, уменьшающие подвод тепла от вала к подшипнику.

Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок и изготавливаются в соответствии с ГОСТ 8328-75 (СТ СЭВ 4949-84). В соответствии с этим ГОСТ подшипники без бортов на внутреннем кольце относятся к типу 32000. По быстроходности они почти не уступают радиальным однорядным шариковым подшипникам, при этом весьма чувствительны к перекосам. Даже небольшие перекосы (порядка I ... 2') приводят к неблагоприятному распределению контактных давлений и, как следствие, к существенному снижению долговечности. Ряд фирм (СКФ, ФАГ, Тимкен и др.) выпускают подшипники с улучшенным, так называемым «логарифмическим» профилем роликов. Подшипники с такими роликами допускают перекос до 2...3'. Рассматриваемый роликоподшипник 32132Р6 содержит ролики 32132Р6.04, которые имеют «бомбину» (выпуклость) в пределах 0,015...0,04 мм на диаметр, причем в центральной зоне длиной до 8 мм допускается прямая с разностью показаний в 0,001 мм.

Конструктивные исполнения подшипников с двумя бортами на одном кольце и без бортов на втором допускают в определённых пределах осевые перемещения, компенсируя изменение длины вала вследствие теплового расширения. Поэтому их применяют в качестве «плавающей» опоры.

В соответствии с ГОСТ 8328-75 на беговых дорожках подшипников с короткими цилиндрическими роликами не предусмотрено выполнение отверстий для подачи масла.

Выполнение отверстий для подачи масла на беговую дорожку наружного

кольца предусмотрено только для радиальных роликовых подшипников с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами, а также на подшипниках скольжения.

Выполнен расчёт расхода масла на охлаждение подшипников. Давление масла за нагнетающим насосом маслоагрегата (для всех режимов) равно 0,4...0,07 МПа и контролируется при стендовых испытаниях путём измерения давления в трубопроводе подвода масла к картеру турбины. Нормированное значение давления в масляной полости картера турбины $P_m = 20...80$ кПа. Фактически по статистике значение этого давления находится в диапазоне 30...40 кПа. Таким образом, с учётом потерь давления при подводе масла от места замера до форсуночных отверстий перепад давления масла на отверстиях подачи масла в подшипники равен $\Delta P = 0,3$ МПа.

На роликовый подшипник масло поступает через 3 отверстия $\varnothing 2,6$ мм в форсуночном кольце и через 3 отверстия $\varnothing 1,5$ мм в наружном кольце подшипника. Суммарная площадь всех отверстий подачи масла на роликовый подшипник равна 20 мм^2 . При перепаде давления масла $DP = 300$ кПа через 6 отверстий поступает $0,2684 \text{ кг/с}$ ($19 \text{ дм}^3/\text{мин}$) масла на внутреннее и наружное кольцо роликового подшипника.

Выполнен расчёт нагрузок на подшипник. Опорами ротора газогенератора являются шариковый радиально-упорный подшипник АВ116222Б1Т2 (Б-1116222Р с 2002 года) и роликовые подшипники 5А932125Д1Т2, АВ32132Р6, 56-672518Д2Т2.

Номинальная долговечность подшипников определяется по формуле

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{9,81 \cdot Q_{np}} \right)^p,$$

где C – динамическая грузоподъёмность (см. справочник [2]), Н; Q_{np} – приведённая расчётная нагрузка, кг; n – частота вращения

ния, об./мин.; P – показатель степени; $P = 3$ – для шариковых подшипников; $P = 3,33$ – для роликовых подшипников.

Расчётная долговечность роликового подшипника $L_h = 6 \cdot 10^6$ или 60 000 часов.

Приведённая нагрузка для роликовых подшипников определяется по формуле

$$Q_{np} = K_S \cdot K_K \cdot K_T \cdot R,$$

где R – радиальная нагрузка на подшипник, $R = 8203$ Н; $K_S = 1,05$ – коэффициент безопасности, K_T – температурный коэффициент; $K_K = 1,2$ – коэффициент вращения.

Расчётная приведённая нагрузка роликового подшипника [4]

$$Q_{np} = 10,335 \text{ кН.}$$

Коэффициент динамической грузоподъёмности роликовых подшипников

$$C = K \left(f_c \cdot l_p^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot d_p^{29/27} \right) = K \cdot C,$$

где C – коэффициент динамической грузоподъёмности, рассчитанный по методике, изложенной в справочнике [1]; $l_p = 20$ мм – расчётная длина ролика; $z = 24$ шт. – количество роликов; $d_p = 20$ мм – диаметр ролика; K – коэффициент, учитывающий соотношение динамической грузоподъёмности по справочнику-каталогу.

Расчётный коэффициент динамической грузоподъёмности роликового подшипника $C = 229$ кН.

Выполнен расчёт трения и тепловыделения в подшипнике. При вращении деталей подшипников качения в местах контактов всегда возникает трение. Анализ кинематики и динамики подшипников качения показывает, что в подшипниках существует как трение качения, так и трение скольжения. Каждая составляющая общих потерь на трение сложным образом зависит от условий эксплуатации (частоты вращения, нагрузки, температурного режима и смазки) и конструктивного испол-

нения, определяющего контактные взаимодействия. Поэтому точный расчёт составляющих можно выполнить при условии накопления достаточного экспериментального материала.

На практике потери на трение в подшипниках качения характеризуются моментом трения M_{mp} , эквивалентным моменту вращения для преодоления сопротивления вращению при данных эксплуатационных условиях, вызванного общими потерями на трение (трение качения, скольжения, а также трение в смазочном слое). Момент трения в подшипниках зависит от многих факторов и, прежде всего, от нагрузки, частоты вращения, смазки, конструктивных особенностей, класса точности подшипника и др. При рекомендуемых условиях эксплуатации, когда результирующая нагрузка P не превышает 10...20 % динамической грузоподъёмности C , момент трения может быть ориентировочно определен по формуле

$$M_{mp} = f_{mp} \cdot P \cdot d / 2 = 0,001 \cdot 10335 \cdot 80 = 826,8 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где f_{mp} – приведенный коэффициент трения; P – результирующая нагрузка на подшипник, $P = 10335$ Н; d – диаметр отверстия в подшипнике, $d = 160$ мм.

С учётом типа подшипника и условий эксплуатации приведённый коэффициент трения может принимать значения $f_{mp} = 0,001 \dots 0,02$.

Момент M_o (Н·мм), достигающий значительной величины при высокой частоте вращения, возникает в основном от гидродинамических потерь в смазке. Этот момент зависит от условий смазки и её вязкости:

$$\begin{aligned} \text{при } n \cdot \pi > 2000 & \quad M_o = 10^{-7} f_o (n \cdot \pi)^{2/3} D_o^3; \\ \text{при } n \cdot \pi < 2000 & \quad M_o = 160 \cdot 10^{-7} f_o D_o^3, \end{aligned}$$

где D_o – средний диаметр подшипника [$D_o \approx (d + D)/2$],

$$D_o = (d + D)/2 = (160 + 240)/2 = 200 \text{ мм};$$

f_o – коэффициент, зависящий от типа подшипника и условий смазки. Для роликового радиального подшипника с цилиндрическими роликами при горизонтальном расположении вала и пластичной смазке или в масляной ванне $f_o = 2...3$. При вертикальном расположении вала и смазкой впрыскиванием $f_o = 4...6$ [3]. В нашем случае для оценочных расчётов можно принять $f_o = 4$;

n – частота вращения подшипника, $n = 8300$ об./мин.;

η – кинематическая вязкость смазки, $\eta = 20,5$ мм²/с.

Условия смазки $n\eta = 20,5 \cdot 8300 = 170150$, тогда

$$M_o = 10^{-7} f_o (n \cdot \eta)^{2/3} D_o^3 = \\ = 10^{-7} \cdot 4 \cdot 170150^{2/3} \cdot 200^3 = 9865,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Следовательно, суммарный момент трения

$$M = M_o + M_l = 9865,4 + 826,8 = 10692,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Тепловой баланс в подшипнике может быть установлен как по моменту трения M (Н·мм), так и по мощности трения N (Вт) или выделившейся при этом теплоты W (Дж).

Мощность трения при установившемся режиме работы

$$N = \frac{M \cdot n}{9550} = \frac{10692,2 \cdot 8300}{9550} = 9293 \text{ Вт}.$$

Количество теплоты, образовавшейся при трении

$$W = 3600 \cdot N = 3600 \cdot 9293 = 33\,453\,724 \text{ Дж}.$$

Потребный объём прокачиваемого масла для обеспечения температуры масла на выходе не более 85 °С при температуре масла на входе 55 °С, т.е. при $\Delta T = 30$ °С, [3] определяется из соотношения

$$Q = 0,98 \cdot 10^{-5} \frac{W}{\Delta T} = 0,98 \cdot 10^{-5} \frac{33453724}{30} = \\ = 10,93 \text{ л/мин}.$$

Таким образом, потребный объём прокачиваемого масла (для обеспечения температуры масла на выходе не более 85 °С) составляет 10,93 л/мин., а фактический расход масла через роликовый подшипник на внутреннее и наружное кольцо через 6 отверстий в форсуночном кольце и наружном кольце при перепаде давления масла $\Delta P = 300$ кПа составляет 0,2684 кг/с (19 л/мин.).

Практика высокоскоростных трибосистем качения и скольжения показала, что в ряде случаев обильное смазывание беговых дорожек роликового подшипника [4] приводит к интенсивному изнашиванию поверхностей, их выкрашиванию или термическому разрушению. Увеличение расхода смазочного материала для обеспечения интенсивного теплоотвода от контакта оказалось малоэффективным.

Выполнено измерение температуры наружной обоймы роликоподшипника при стендовых испытаниях.

При работе в ГТД масло используется не только с целью уменьшения трения и снижения износа трущихся поверхностей, но и для их охлаждения. Анализ теплового баланса подшипникового узла опоры ротора ГТД свидетельствует о том, что основными источниками тепла в опоре являются тепловыделения за счёт трения в подшипниках и уплотнениях, внешний теплопровод через стенки масляных полостей, подвод тепла по валу двигателя и от воздуха, проникающего в масляные полости в процессе наддува уплотнений.

Работоспособность масла в ГТД зависит от многих факторов, связанных с назначением двигателя и условиями работы масла в нём. К ним относятся:

- теплонапряженность двигателя;
- нагрузки в опорах трансмиссии и зубчатых передачах;
- конструктивные особенности маслосистемы;
- наличие зон перегрева масла выше допустимой температуры;
- длительность контакта масла с нагретыми до высоких температур метал-

лическими поверхностями; уровень этих температур;

- конфигурация омываемых маслом поверхностей и способы их теплоизоляции;
- количество прокачиваемого масла через двигатель в целом и через опоры трансмиссии;
- тип и конструкция уплотнений узлов маслосистемы от газоздушного тракта двигателя, температура и количество поступающего в маслосистему через уплотнения воздуха;
- общий объём циркулирующего в двигателе масла и объём маслобака;
- условия останова двигателя и т.п.

Для оценки теплового состояния подшипниковых узлов картера было выполнено термометрирование наружных

колец заднего подшипника компрессора и переднего подшипника турбины турбокомпрессора на изделии НК-12СТ. На двигатель были установлены подшипники АВ116222Б1Т2 и АВ322132Р6, претерпевшие восемь термопарами градуировки ХК диаметром электродов 0,5 мм. Запись показаний термопар выполнялась на режимах $n_{mk} = 7600, 7800, 8000, 8200, 8500$ об./мин., а также на режиме максимальной загрузки в течение 10 минут. После останова изделия была выполнена запись температур в течение двух часов остывания с интервалом 5 и 10 минут.

Зарегистрированные средние по четырём термопарам (в скобках максимальные) значения температур подшипников приведены по режимам испытания в табл. 1.

Таблица 1. Значения температур подшипников по режимам

Режим n_{mk} , об./мин.	МГ	7700	7850	8000	8100
Шариковый, $t, ^\circ\text{C}$	60	72,5 (65)	67,5 (70)	72,5 (75)	74 (75)
Роликовый, $t, ^\circ\text{C}$	80	90 (95)	87,5 (90)	90 (95)	95 (100)

На рис. 5 приведены зависимости изменения температуры колец подшипников по времени остывания двигателя.

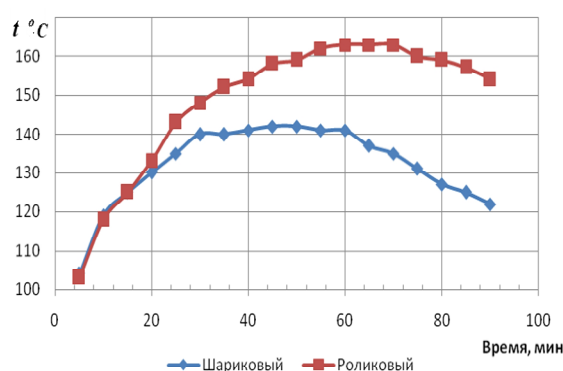


Рис. 5. Зависимости изменения температуры колец подшипников по времени остывания двигателя

Из результатов термометрирования наружных колец заднего подшипника компрессора и переднего подшипника

турбины турбокомпрессора на изделии НК-12СТ следует, что:

– по режимам работы двигателя шариковый подшипник нагревается до 75°C , а роликовый – до 100°C ;

– во время остывания двигателя, когда прокачка масла прекращается, а тепло от горячих частей двигателя продолжает поступать в масляную полость, шариковый подшипник нагревается до 142°C , а роликовый – до 163°C .

Высокий уровень температур масла и деталей двигателя, соприкасающихся с маслом, может вызвать существенные изменения физико-химических и эксплуатационных свойств масла, образование значительного количества отложений продуктов окисления его в маслосистеме двигателей и на рабочих поверхностях подшипников.

Ассортимент отечественных смазочных масел для авиационных ГТД, в течение многих лет вырабатываемых предприятиями РФ, позволяет обеспечивать надёжную эксплуатацию изделий авиатехники. Традиционно для нашей страны этот ассортимент включает минеральные (нефтяные) и синтетические масла [5]. При этом до конца 70-х годов прошлого столетия около 75% от общего количества вырабатываемых авиационных масел составляли минеральные масла. Разработка и внедрение в эксплуатацию новых смазочных масел в целях расширения сырьевой базы для их производства и повышения эксплуатационных свойств проводились одновременно с развитием отечественного двигателестроения.

Минеральные масла имеют термическую стабильность до температур 120...140 °С, которая достаточна при нормальной работе двигателей. В то же время в процессе остывания двигателя, когда прокачка масла прекращается, а тепло от горячих частей двигателя продолжает поступать в масляную полость, шариковый подшипник нагревается до 142 °С, а роликовый – до 163 °С. При температуре выше 150 °С протекают процессы образования и появления на элементах подшипников углеродистых отложений. При исследовании разрушенных подшипников зафиксированы такие отложения на беговых дорожках колец и роликах (см. рис. 1 и 3).

В холодном состоянии зазор между роликами и кольцами подшипника должен находиться в диапазоне от 0,023 до 0,1342 мм. При образовании углеродистых отложений на рабочих поверхностях этот зазор может быть уменьшен. Кроме того, существенно изменяется шероховатость поверхности, коэффициент трения, и, как следствие, работа пары трения начинает протекать в нерасчётном режиме с повышенным тепловыделением и сложными гидродинамическими процессами. При этом могут протекать процессы, подобные

кавитации, с постепенным разрушением поверхностного слоя и в дальнейшем образованием трещин и разрушением колец роликового подшипника.

Таким образом, при исследовании причин разрушения роликовых подшипников установлено:

- по месту расположения сквозной трещины на поверхности дорожки качения наружного кольца наблюдаются усталостные выкрашивания, расположенные по дуге длиной ~ 100 мм, с началом от маслоподводящего отверстия;

- в соответствии с ГОСТ 8328-75 на беговых дорожках подшипников с короткими цилиндрическими роликами не должно быть отверстий для подачи масла. Выполнение отверстий для подачи масла на беговую дорожку наружного кольца предусмотрено только для радиальных роликовых подшипников с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами, а также на подшипниках скольжения;

- по режимам работы двигателя шариковый подшипник нагревается до 75 °С, а роликовый – до 100 °С;

- во время остывания двигателя, когда прокачка масла прекращается, а тепло от горячих частей двигателя продолжает поступать в зону подшипников, шариковый подшипник нагревается до 142 °С, а роликовый – до 163 °С;

- высокий уровень температур масла и деталей двигателя, соприкасающихся с маслом, может вызвать существенные изменения физико-химических и эксплуатационных свойств масла, образование значительного количества отложений продуктов окисления его в маслосистеме двигателей и на рабочих поверхностях подшипников.

Для обеспечения ресурса и уменьшения затрат энергии и поддержания оптимального теплового состояния элементов подшипниковых узлов по результатам исследования принято решение:

- аннулировать отверстия на наружном кольце роликового подшипника; проработать конструкцию подшипниковых

узлов в части обеспечения подачи масло-воздушной смеси на наружную обойму;

– внедрить для двигателей НК-14СТ, НК-14СТ-10 в рабочем порядке синтетическое термостабильное масло.

Библиографический список

1. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения [Текст]: справочник / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.

2. Нарышкин, В.Н. Подшипники качения [Текст]: Справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

3. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор [Текст]: справочник / Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

4. Увеличение ресурса редукторов ГТД с использованием двухфазной масло-воздушной смеси [Текст] / И.Ф. Кравченко, А.Ф. Аксёнов [и др.] // Материалы VIII Международной научно-практической конференции Литьё – 2012. – Запорожье: Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины, 2012. – С. 381-387.

5. Горюче-смазочные материалы для авиационных двигателей. [Текст] / Л.С. Яновский, Н.Ф. Дубовкин [и др.]. – Казань: Казанский государственный технический университет им. А.Н.Туполева, 2002. – 400 с.

ENSURING EFFICIENT OPERATION OF ROLLER BEARINGS

© 2013 O. V. Grechishnikov¹, A. Y. Balakin², A. D. Roslyakov¹

¹ «KUZNETSOV» plc, Samara,
²Samara State Railroad University

The paper presents some materials to analyze the causes of loss of efficiency of ground- application GTE roller bearings. The factors that influence the temperature of the bearing ring are analyzed. The efficiency of cooling the bearing parts, especially the outer raceway, as well as the heat-stable characteristics and the method of oil supply are shown to have a significant impact on the roller bearing efficiency.

Roller bearings, method of oil supply to the raceway.

Информация об авторах

Гречишников Олег Валерьевич, инженер, ОАО «Кузнецов». E-mail: ge-lo1571@mail.ru. Область научных интересов: газовая динамика, гидравлика, вопросы горения и экология.

Балакин Андрей Викторович, кандидат технических наук, Самарский государственный университет путей сообщения. Область научных интересов: теплопередача и вопросы износа и прочности деталей машин.

Росляков Алексей Дмитриевич, доктор технических наук, главный специалист, ОАО «Кузнецов». E-mail: roslykov_ad@mail.ru. Область научных интересов: вопросы теплопередачи и горения, газовая динамика течений в каналах, экология.

Grechishnikov Oleg Valeryevich, engineer, «Kuznetsov» plc. E-mail: ge-lo1571@mail.ru. Area of research: gas dynamics, hydraulics, problems of combustion and the environment.

Balakin Andrey Victorovich, candidate of engineering, Samara State Railroad University. Area of research: heat transfer and issues of wear and durability of machine parts.

Roslyakov Alexey Dmitryevich, doctor of engineering, chief specialist, «Kuznetsov» plc. E-mail: roslykov_ad@mail.ru. Area of research: problems of heat transfer and combustion, gas dynamics of flows in channels, ecology.