

УДК 621.822.1:621.454.2

Бадун О. П. аспирант ГП КБ «Южное», инженер-конструктор I кат. отдела турбонасосных агрегатов ГП КБ «Южное», Днепр, Украина, e-mail: olehbadun@gmail.com.

ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В КАЧЕСТВЕ ОПОР РОТОРОВ ТНА ЖРД

Рассмотрены основные достоинства и недостатки подшипников качения и скольжения. Проанализированы проблемы, которые могут возникнуть при применении подшипников скольжения в качестве опор роторов турбонасосных агрегатов (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Выделена особенность работы подшипника скольжения в агрегатах ЖРД, заключающаяся в необходимости работы на маловязких жидкостях, что существенно ухудшает его основные характеристики, такие как несущая способность, демпфирование и упругость, показатели надежности и экономичности. Дана оценка целесообразности использования подшипников качения и скольжения в агрегатах ЖРД.

Ключевые слова: ЖРД, ТНА, насос, подшипник качения, подшипник скольжения, смазка маловязкими жидкостями, ресурс.

Введение

В литературе в последнее время появляется много материалов и диссертаций [1,2,3,4] об эффективности и целесообразности отказа от подшипников качения и переходе на подшипники скольжения в авиационных двигателях, судовых и наземных газотурбинных установок (ГТУ) или же использование обоих вариантов опор путем их совмещения [5, 6].

Подшипники скольжения преподносят как панацею для решения проблем ресурса и надежности всех быстроходных роторных агрегатов.

Патентная база пополняется многообразием вариантов конструктивного исполнения, принципов работы и предложениями новых материалов трущихся пар опор скольжения.

Проанализировав эти данные можно сделать выводы, что проектирование любой машины с быстроходным ротором будет неотъемлемо связано с использованием подшипника скольжения.

Но, насколько верно их можно интерпретировать на агрегаты систем питания ЖРД?

Целью данной статьи является рассмотрение достоинств и недостатков подшипников качения и скольжения, а также возможных проблем при использовании последних в качестве опор роторов ТНА ЖРД.

1. Постановка задачи

Главной задачей при проектировании любой машины является улучшение ее характеристик в сравнении с существующими аналогами. Справедливо это и для ТНА ЖРД. Производительность любого турбоагрегата, при прочих равных условиях, пропорциональна частоте вращения его ротора [7]. Одним из основных путей повышения выходных параметров турбомашин,

снижения массы и габаритов является увеличение частоты вращения ротора (рис. 1).

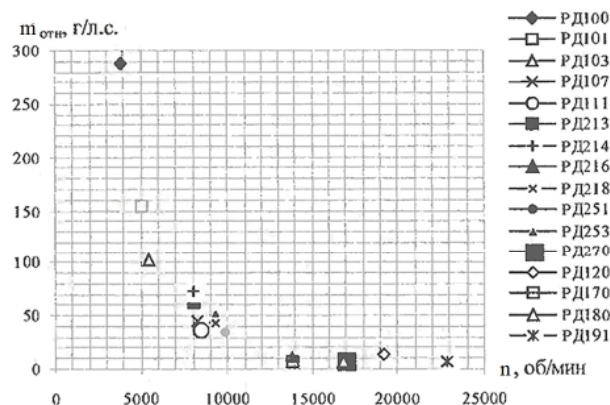


Рис. 1. Зависимость относительной массы ТНА от числа оборотов ротора [8]

Однако, высокие обороты ротора значительно увеличивают нагрузки на опоры и уменьшают их ресурс, который определяется не только необходимой прочностью и долговечностью конструкции, но и динамическими характеристиками. С возрастанием частоты вращения ротора его динамику необходимо рассматривать в системе «ротор-подшипник-корпус» из-за роста влияния составляющих, которыми в тихоходных роторах можно пренебречь, к примеру, упругость опор. Подробнее этот вопрос рассмотрен в работе [9].

Для решения описанной дилеммы, как уже было сказано другими авторами, предлагается использовать подшипники скольжения. В качестве подтверждения правильности выбранного направления в литературе приводится информация, посвященная результатам опытно-промышленных работ по доводке роторных подшипников судовых ГТУ путем замены подшипника качения на подшипник скольжения.

На первый взгляд условия работы агрегатов системы питания ЖРД, авиационных двигателей и ГТУ, схожи. Их объединяют высокие уровни оборотов роторов, термических и силовых нагрузок. Но есть одно обстоятельство, которое существенно ухудшает условия работы подшипника в составе ТНА ЖРД, это смазка и охлаждение компонентом ракетного топлива, перекачиваемого насосом.

Для подтверждения определяющего влияния смазки на ресурс подшипника можно сказать следующее. При близких уровнях нагрузок и величин скоростного параметра ($d \cdot n$), характеризующего быстроходность опоры, ресурс агрегатов систем питания ЖРД как минимум в 4000 раз ниже, чем ресурс авиационных двигателей. К примеру, ресурс авиационного двигателя Д20-П, разработанного еще в 1960 г, при параметре $d \cdot n$ $1,27 \cdot 10^6$ мм(об/мин) имеет гарантийный межремонтный ресурс 3000 ч [10, 11, 12, 13]. В современных авиационных двигателях этот параметр достигает 10 000 ч.

Учитывая тот факт, что наиболее уязвимым местом роторной машины являются подшипники, по статистике больше всего отказов связано с их выходом из строя. К примеру, для газотурбинных установок компрессорных станций отказы по причине дефекта подшипника составляют до 80% [14].

Разницу в ресурсе двигателя можно интерпретировать и на ресурс опор ротора.

Рассмотрим проблемы, которые могут возникнуть в процессе проектирования и отработки ТНА ЖРД на подшипниках скольжения.

2. Работа подшипников скольжения в условиях ТНА ЖРД

В агрегатах систем питания авиационных двигателей, судовых и наземных ГТУ для работы подшипников скольжения используется маслостанция. Для привода маслостанции мощность отбирается с вала основной машины или же используется отдельный источник мощности. Рабочее тело маслостанции подбирается под индивидуальные особенности ее работы. Как правило, это специальные марки масел, обладающие хорошими смазывающими качествами, высокой вязкостью и плотностью с относительной их стабильностью при повышении температуры, и высокой теплоемкостью. Применение такой схемы решает множество проблем. Маслостанция может включаться раньше основного агрегата, что обеспечивает центрирование ротора и его бесконтактную работу на переходных режимах. Высокая вязкость и хорошие смазывающие качества масла позволяют обеспечить нормальную работу опоры, при относительно низких расходах компонента.

Величина вязкости также влияет на толщину несущего слоя в подшипнике скольжения, за счет которого обеспечиваются такие свойства опоры как демпфирование и упругость.

Показатели демпфирования и упругости играют ключевую роль при проектировании опор гибкого ротора. В момент преодоления ротором критических частот, в случае применения жестких опор, колебания ротора совпадают с частотой колебаний подшипников, что может привести к их разрушению. Поэтому, во многих публикациях авторы, основываясь на экспериментальных данных динамического состояния ротора в момент перехода через собственные критические частоты, утверждают, что работа гибкого вала на подшипниках качения практически невозможна из-за повышенного износа и разрушения.

Из публикаций и патентов КБХА, касающихся двигателя РД 0120, водородный насос ТНА работает на подшипниках качения между второй и третьей критической частотой [15, 16, 17]. В двигателе применена конструкция, в которой подшипник установлен в корпус через упругодемпферное кольцо, благодаря которому опора приобретает необходимые показатели упругости и демпфирования.

Конструкция упругодемпферных опор представлена на рисунке 2.

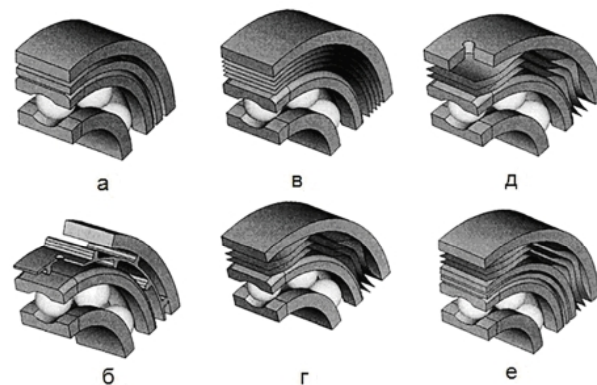


Рис. 2. Конструктивные схемы демпферов
 а - гидродинамический; б - дроссельный; в - с пакетом гладких лент; г - с пакетом гофрированных лент;
 д - дроссельный с пакетом гофрированных лент;
 е - гидродинамический с пакетом гофрированных лент

Подробная информация по их расчету и проектированию представлена в работе [18].

Относительно большая толщина несущего слоя позволяет снизить требования к степени чистоты рабочего тела, что благоприятно влияет на ресурс. Дело в том, что маловязкие жидкости, такие как вода, в отличии от масла, практически не образуют на поверхностях граничные пленки между поверхностями трения, из-за чего мелкие абразивные частицы могут су-

щественно увеличить износ подшипника. Применение сетчатых фильтров, которые зачастую применяют в ракетостроении, с относительно мелкой ячейкой, повлечет за собой увеличение гидросопротивления входных магистралей. При фильтрации кислот может возникнуть проблема засорения ячейки солями, а при фильтрации керосинов – парафинами.

Применение схемы с использованием маслостанции для работы подшипников скольжения в ТНА ЖРД значительно увеличит вес всей энергоустановки и в разы увеличит требования к уплотнительной технике. Поэтому этот путь в данной статье не рассматривается.

Подшипники должны работать на жидкостях, перекачиваемых насосами.

Компоненты топлив в ракетных двигателях имеют относительно низкую вязкость. Например, динамическая вязкость керосина в 47 раз меньше, чем вязкость турбинного масла ТП-30 при температуре 40 °С. Если рассматривать криогенные компоненты, такие как кислород, метан и водород, то разница будет в 350 и 720, 5400 раз, соответственно [19].

Главный параметр, который определяет все остальные характеристики подшипника скольжения, это его несущая способность. При проектировании машины ее задают, предварительно выполнив расчет нагрузок на опоры. Формула определения несущей способности слоя жидкости в подшипнике скольжения следующая:

$$P = \frac{\mu\omega}{\psi^2} ld\varphi_r, \quad (1)$$

где μ – динамическая вязкость, Па·с;

ω – угловая скорость вращения, рад/с;

ψ – относительный диаметральный зазор в подшипнике, $\psi = \Delta/d$;

Δ – диаметральный зазор, м;

d и l – диаметр и длина цапфы, м;

φ_r – коэффициент напряженности.

Коэффициент напряженности является безразмерной функцией положения цапфы в подшипнике и границ зоны несущего слоя смазки, зависящей также от отношения l/d .

С другой стороны, несущую способность также можно выразить через давление в кольцевой щели подшипника скольжения:

$$P = pld, \quad (2)$$

где p – давление в кольцевой щели, Па/м².

Из формул видно, что несущая способность слоя жидкости линейно зависит от вязкости и давления рабочей жидкости.

Следовательно, низкую вязкость рабочего тела при тех же геометрических параметрах подшипника можно компенсировать давлением. В случае применения метана, как рабочего

тела, необходимое давление в кольцевой щели может быть выше давления нагнетаемого насосом. Решить проблему можно увеличением длины цапфы подшипника, но это ухудшит не только массовые характеристики агрегата, но и динамические характеристики ротора за счет увеличения расстояния между опорами.

Толщина несущего слоя в подшипниках скольжения, на маловязких жидкостях, на порядок ниже в сравнении с маслом.

Из общего машиностроения известно, что при использовании воды в качестве рабочего тела, вязкость которой близка к некоторым применяемым ракетным топливам, толщина несущего слоя, в зависимости от нагрузки на опору, находится в пределах 7...12 микрон, что в ряде случаев меньше суммарной шероховатости поверхностей и непараллельности поверхностей трения. В результате в трущейся паре подшипника скольжения возникает контакт и режим полужидкостного трения, который существенно увеличивает износ поверхностей подшипника, уменьшая его ресурс.

Коэффициент трения в подшипниках скольжения при самых благоприятных условиях может быть близким к коэффициенту трения качению $f_{тр} = 0,001$. К примеру, на режиме жидкостного трения при трении фторопластовых деталей, разделенных масляной пленкой, коэффициент трения составляет около $f_{тр} = 0,0012$.

На режиме полужидкостного трения между стальными деталями, коэффициент трения будет лежать в диапазоне 0,08...0,2.

С возрастанием коэффициента трения повышается температура трущейся пары. Для обеспечения температурного режима подшипника необходимо увеличивать расход через него, следовательно, и зазор в подшипнике. В свою очередь радиальный зазор между валом и втулкой подшипника, закладываемый при проектировании опоры, зависит от толщины несущего слоя, который на маловязких жидкостях имеет малую величину.

Частично решить эту проблему удастся с помощью применения относительно мягких материалов трущейся пары, обладающих высокой прирабатываемостью поверхностей. Недостатком этого способа является малый ресурс работы такой опоры из-за быстрого износа трущихся поверхностей и больших коэффициентов трения в начальный момент работы опоры.

Повышение температуры в подшипнике скольжения, а также возможное касание в трущейся паре при работе подшипника и гарантированное на переходных режимах, в некоторых случаях может привести к аварии всего турбоагрегата. В первую очередь это касается агрегатов, перекачивающих жидкий кислород, так как он имеет достаточно низ-

кую величину температуры воспламенения. В данных агрегатах из-за этой проблемы по возможности применяют только бесконтактные уплотнительные элементы. О риске возгорания при трении в среде жидкого кислорода подробнее уже описывалось в статье автора [20]. При применении подшипников скольжения в кислородных насосах требуется учитывать это обстоятельство.

3. Материалы трущейся пары

Все известные материалы для подшипников скольжения условно можно разделить на три класса: древесные, резиновые и твердые материалы. Первые два типа применяются до скоростей скольжения ≈ 10 м/с. Превышение этого предела приводит к возрастанию температуры в трущейся паре и повышенному износу опоры, из-за чего подробнее эти два класса в данной статье не рассматриваются.

Твердые материалы применяют при скоростях свыше 50 м/с. Однако, они имеют другой недостаток – даже небольшие абразивные частички в несущем слое подшипника скольжения могут привести к резкому увеличению износа поверхностей подшипника.

Среди твердых материалов выделяют материалы на основе графита, керамики и металлы.

Графитовые и керамические пары имеют малые коэффициенты трения и большую износоустойчивость, но обладают низкой теплопроводностью и высокой хрупкостью, что увеличивает температуру в несущем слое жидкости и практически сводит на нет возможность их применения в агрегатах, имеющих переходные режимы, сопровождающиеся ударными нагрузками, к которым и относятся агрегаты питания ЖРД.

Очевидно, что наиболее подходящими материалами для подшипников скольжения ТНА ЖРД являются металлы. Среди материалов, которые применяют в общем машиностроении при смазке водой, чаще всего можно встретить бронзовые сплавы и баббиты. Главное их преимущество – способность к притираемости и сравнительно малый коэффициент трения. Но они сравнительно быстро изнашиваются из-за относительно малой твердости и высокой изнашиваемости при попадании абразивных частиц. При малых значениях толщины несущего слоя, даже незначительный износ поверхностей трения ухудшает динамику ротора из-за появления эксцентриситета.

При работе в среде жидкого кислорода определяющее значение будет иметь жаропрочность и теплопроводность материала. В основном это медные сплавы с добавлением никеля.

Для повышения ресурса используют специальные марки сталей с повышенной твердостью и малой шероховатостью поверхности.

Из анализа применяемых материалов, видно, что требования к материалам могут быть противоречивы: например высокая износостойкость или прирабатываемость. Это значит, что практически невозможно найти материал для подшипника скольжения, пригодный для всех случаев. Поэтому, при проектировании насоса на подшипниках скольжения необходимо для конкретных условий и особенностей его работы подбирать соответствующую пару трения. Учитывая обстоятельство, что сведений о работе подшипников скольжения в условиях ТНА ЖРД в открытых источниках практически нет, их отработка потребует проведения глубокого экспериментального исследования для подтверждения работоспособности выбранных материалов.

4. Энергетические параметры

Рассмотрим изменение энергетических параметров турбомашин с увеличением частоты вращения ротора, так как одно из главных преимуществ подшипника скольжения – отсутствие ограничений по ее величине.

Известно, что КПД лопаточных насосов зависит от значения коэффициента быстроходности n_s , определяемого как:

$$n_s = 193.3 \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3)$$

где Q – расход, кг/с;

H – напор насоса, Дж/кг.

На рисунках 3, 4 представлены экспериментальные зависимости КПД насоса от коэффициента быстроходности n_s для насосов окислителя и горючего, соответственно [21].

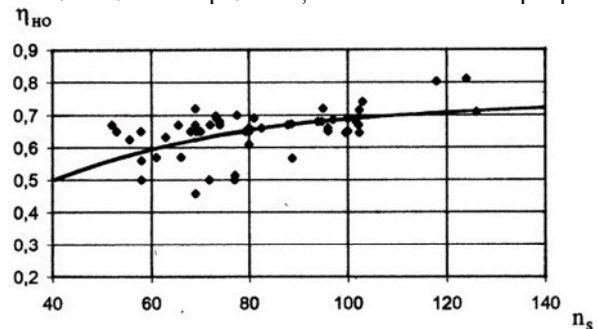


Рис. 3. Зависимость КПД насосов окислителя на расчетном режиме от n_s

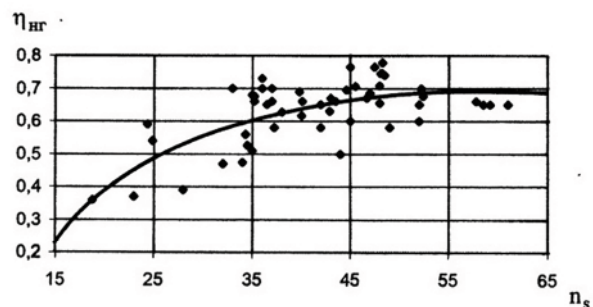


Рис. 4. Зависимость КПД насосов горючего на расчетном режиме от n_s

Повышение КПД с ростом числа оборотов объясняется уменьшением диаметра колеса на выходе:

$$D_2 = \frac{2U_2}{\omega}, \quad (4)$$

где U_2 – окружная скорость колеса на диаметре D_2 .

Изменение формы колеса центробежного насоса в зависимости от n_s представлено на рисунке 5 [22].

С уменьшением диаметра колеса на выходе снижается напор, который теряется в уплотнениях по буртам центробежного колеса. Снижается величина профильных потерь при обтекании лопатки за счет уменьшения ее длины.

Центробежные насосы

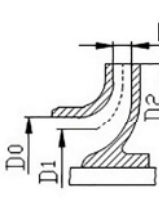
Тихоходные	Нормальные	Быстроходные
		
$D_0/D_2 \sim 0,4$	$D_0/D_2 \sim 0,5$	$D_0/D_2 \sim 0,55 \dots 0,7$
$b_2/D_2 \sim 0,04$	$b_2/D_2 \sim 0,08$	$b_2/D_2 \sim 0,1 \dots 0,2$
$n_s \sim 40 \dots 80$	$n_s \sim 81 \dots 140$	$n_s \sim 141 \dots 300$

Рис. 5. Изменение формы колеса в зависимости от n_s

Есть и отрицательная составляющая в уменьшении диаметра выхода из колеса. При уменьшении диаметра D_2 увеличивается относительный диаметр входа:

$$\overline{D}_1 = \frac{D_1}{D_2}, \quad (5)$$

где D_1 – диаметр входной кромки лопатки колеса.

Увеличение относительного диаметра входа приводит к падению гидравлического КПД насоса. Это связано с возрастанием вихреобразования в проточном канале центробежного колеса.

На рисунке 6 представлена зависимость гидравлического КПД от относительного диаметра \overline{D}_1 .

Частота вращения ротора влияет и на КПД турбины. Повышение частоты приводит к снижению степени парциальности для двигателей малых тяг и, как следствие, повышению КПД.

Также с увеличением частоты уменьшается величина концевых потерь за счет увеличения высоты лопатки.

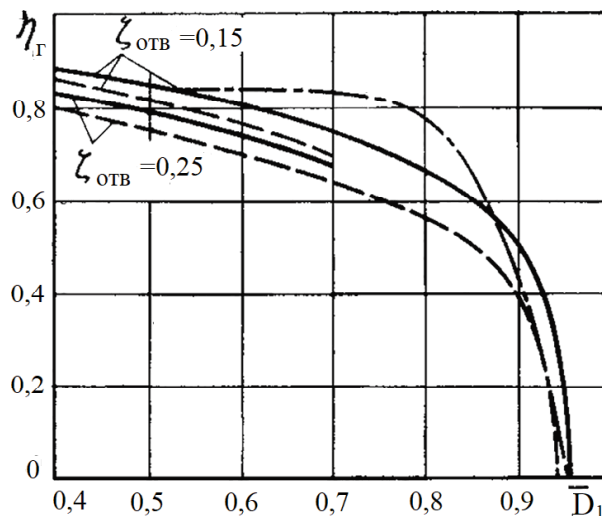


Рис. 6. Зависимость гидравлического КПД от относительного диаметра \overline{D}_1

Следовательно, выбор частоты вращения ротора требует всестороннего анализа, в состав которого будут входить (если не учитывать кавитацию, в случае применения бустерных насосов) напор и КПД насоса, КПД турбины, масса агрегата и его габариты.

Из данных статьи [23] в ТНА ЖРД достигнут уровень долговечности подшипников качения около одного часа при скоростном параметре $3,1 \dots 3,6 \cdot 10^{-6}$ мм·(об/мин). Учитывая этот факт и размышления относительно выбора оборотов ротора, проблема высокой частоты вращения в подшипниках качения актуальна лишь при проектировании насосов перекачивающих жидкости относительно малой плотности, такие как водород и метан.

Относительно влияния типа самой опоры (подшипника качения или подшипника скольжения) на КПД, можно сказать следующее. Давление в кольцевой щели определяет расход рабочего тела:

$$Q = f_{щ} \mu_{щ} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (6)$$

где $f_{щ}$ – площадь кольцевой щели, m^2 ;
 $\mu_{щ}$ – коэффициент расхода,
 ρ – плотность, $кг/м^3$.

Как уже было приведено в р.2 данной статьи, необходимое давление в щели, при работе на маловязких жидкостях может быть равным давлению, нагнетаемому насосом.

Необходимый расход через подшипники качения для агрегатов питания ЖРД определяет только обеспечение приемлемого температур-

ного режима подшипника, так как расход для его смазки значительно меньше:

$$Q = \frac{N}{\Delta t C_p}, \quad (7)$$

где N – мощность подшипника, Вт;

Δt – температурный прирост в подшипнике, К,

C_p – теплоемкость компонента, Дж/кгК.

Поэтому расход через подшипники скольжения в зависимости от типа подшипника (гидростатический или гидродинамический) и нагрузок на опору будет существенно выше, чем у подшипников качения.

Еще одним важным отрицательным фактором является то, что подшипники скольжения не обеспечивают фиксацию вала в осевом направлении. Для решения этой проблемы в конструкцию ротора вводится еще как минимум один подшипник, устанавливаемый в торце вала или на специальной пяте, если суммарная осевая нагрузка на роторе не изменяет своего направления, или два в противном случае. Все это значительно увеличивает расход рабочего тела, что снижает объемный КПД насоса.

Другим способом фиксации вала является использование конических подшипников скольжения, основными достоинствами которых относят одновременное восприятие радиальных и осевых нагрузок. Но в такой конструкции снижается технологичность за счет изготовления конических поверхностей, увеличиваются размеры подшипника в радиальном направлении и самое главное, в таком подшипнике существует возможность заклинивания, так называемое «залипание» [24].

5. Ресурс подшипников скольжения

Последним фактором, который требует анализа, является ресурс подшипников скольжения. В общем случае известно, что ресурс работы подшипников скольжения в сравнении с подшипниками качения выше. Однако, это утверждение справедливо при бесконтактной работе в трущейся паре подшипника на режиме жидкостного трения. В условиях опоры ТНА ЖРД, как было рассмотрено выше, будет иметь место полужидкостное трение. Следовательно, ресурс работы подшипника скольжения заметно снизится.

Рассмотрим, какой ресурс необходим для опор роторов ТНА ЖРД. В первом разделе статьи уже приводились цифры в разнице между ресурсом работы авиационного двигателя и ЖРД. Другими словами, будет ли целесообразно идти на снижение КПД насоса за счет возрастания объемных утечек и механических потерь на трение, применив подшипник сколь-

жения, для получения высокого показателя ресурса.

Требуемый ресурс, если рассматривать агрегаты питания ЖРД многоразового использования, необходимо разделить на два типа по свойствам перекачиваемой рабочей среды, а именно, по их воздействию на материальную часть насоса. Это агрегаты, перекачивающие высокоагрессивные жидкости и нейтральные.

В первом случае обязательным условием после выполнения полетной программы и возвращения является специальная очистка и разборка агрегата. При повторной сборке в агрегате, как правило, заменяют все резинотехнические изделия и подшипники. Поэтому ресурс работы подшипника в таких агрегатах регламентируется только временем работы двигателя и заложенным гарантийным запасом.

Замена подшипников в этом случае больше объясняется не их большим износом, а засорением полостей подшипника солями (для кислот) и химической реакцией с сепаратором подшипника.

Агрегаты, перекачивающие нейтральные жидкости после их возвращения могут быть повторно использованы и без переборки. Для подтверждения их работоспособности возможно проведение контрольно-технологических испытаний. В этом случае потребный ресурс подшипника будет уже регламентироваться ресурсом всей энергоустановки. Из информации, которую можно найти для многоразовых ступеней ракет, как правило, закладывают трехкратный ресурс. После чего она подлежит разборке и дефектации для определения ее пригодности к повторному использованию. Ограничение по ресурсу в этом случае связано с относительно высоким уровнем ударных и динамических нагрузок, которые испытывает материальная часть ракеты при выполнении полетного задания и возвращения.

На сегодняшний день многоразовое использование больше актуально для двигателей первой ступени ракеты. В перспективе рассматривается возможность возвращения и второй ступени. Время работы современных двигателей первой ступени, в основном, не превышает 300 с. К примеру, время работы двигателя РД170 в полете 135 с. При отработке, на одном двигателе было проведено 18 полноресурсных испытаний с общей наработкой 2520 с [25]. На одном двигателе SSME проведено 11 полноресурсных испытаний с общей наработкой 3600 с [26].

По двигателям второй ступени при работе в полете в 500 с подтвержденный ресурс двигателя РД-8 составляет 4400 с, двигателя РД0120 – 4072 с [27].

Следовательно, требуемый ресурс двигателей многократного использования первой и второй ступени РН, может быть обеспечен при использовании подшипников качения в составе ТНА.

6. Обсуждение результатов

Рассмотрев достоинства и недостатки подшипников качения и скольжения, можно сделать вывод, что в подавляющем большинстве случаев затраты, связанные с отработкой ТНА, а также снижение энергетических показателей турбомашин, связанных с использованием подшипниками скольжения, не оправданы.

Однако утверждать, что применение подшипников скольжения для опор ротора ТНА не целесообразно, тоже не верно.

Все зависит от параметров и условий работы, предъявляемых к вновь разрабатываемому ТНА. В пользу выбора подшипников скольжения в качестве опор ротора, могут быть следующие аргументы:

1. Проектирование роторной машины со скоростным параметром опоры $d \cdot n \geq 2,5 \dots 3 \cdot 10^6$. Такие требования характерны для ТНА, перекачивающих жидкости с относительно низкой плотностью – метан и водород.

2. Предъявление особых требований к ресурсу агрегата. К примеру, в середине 80-х годов в НПО Энергомаш разрабатывался ТНА с рабочим ресурсом 3 ч и запасом по ресурсу 6 ч [28].

3. Когда тип перекачиваемой жидкости насосом не пригоден для смазки и охлаждения подшипника качения. В основном, это касается проектирования и разработки электроракетных двигателей, рабочим телом которых могут выступать жидкие металлы, такие как жидкий калий, натрий.

Выводы

Применение подшипников скольжения в качестве опор ротора ТНА требует глубокого теоретического и экспериментального исследования, обусловленного свойствами рабочей жидкости и большим количеством возможных конструктивных исполнений подшипника.

Целесообразность применения подшипников скольжения в ТНА требует всестороннего анализа энергетических и габаритно-массовых характеристик.

Достигнутый уровень ресурса опор ротора ТНА на подшипниках качения вполне обеспечивает требования к двигателям многократного использования.

Литература

1. Поляков Р. Н. Повышение динамических качеств и ресурса опорных узлов роторов со-

вмещением подшипников качения и скольжения [Текст]: дис. канд. техн. наук: 01.02.06: защищена 26.05.05 / Поляков Роман Николаевич. – О., 2005. – 159 с.

2. Новиков Е. А. Метод расчета и разработка упорных гидростатических подшипников, смазываемых маловязкими жидкостями [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.02.02: защищена 27.05.03 / Новиков Евгений Александрович. – К., 2003. – 148 с.

3. Стручков А. А. Повышение несущей способности, ресурса и динамических характеристик упорных узлов роторов за счет совмещения подшипников качения и скольжения [Текст]: дис. канд. техн. наук: 01.02.06: защищена 13.12.06 / Стручков Александр Александрович. – О., 2006. – 163 с.

4. Понькин В. Н. Проблемы обеспечения эффективности и надежности триботехнических систем роторов авиационных двигателей и их решение [Текст]: дис. канд. техн. наук : 05.07.05 : защищена 17.02.10 / Понькин Владимир Николаевич. – К., 2009. – 156 с.

5. Комбинированные опоры авиационных двигателей [Текст] / Л. В. Горюнов, В. М. Демидович, А. П. Ключкин и др. // Изв. высш. учеб. заведений. Авиационная техника. – 1980. – №1. – С. 96-98.

6. Понькин В. П. Совмещенные опоры быстроходных турбомашин, принципы конструирования и экспериментальное исследование [Текст] / В. П. Понькин, Л. В. Горюнов, В. В. Такмовцев. – Казань, П305. – 2003. – С. 62.

7. Боровский Б. И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов [Текст] / Б. И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1989. – 177 с.

8. Турбонасосные агрегаты ЖРД конструкции Энергомаш [Текст] / В. К. Чванов, А. М. Кашкаров, Е. Н. Ромасенко и др. // Юб. сборник Труды НПО Энергомаш. – 2004. – С.81-100.

9. Бадун О. П. Специальные испытания шарикоподшипников [Текст] / О. П. Бадун, Я. Н. Иванов // Вісник двигунобудування. – 2017. – №2. – С.66-73.

10. Свободная энциклопедия «Википедия» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Д-20#>. – 25.05.2018 г.

11. Официальный сайт АО «Авиадвигатель» [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.avid.ru/about/history/turbine_engines/d-20p – 25.05.2018 г.

12. Авиационная энциклопедия «Уголок неба» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.airwar.ru/enc/engines/d-20p.html> – 25.05.2018 г.

13. Интернет-музей российской авиации «Авиару.рф» [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://авиару.рф/aviamuseum/dvigateli-i-vooruzhenie/aviamotorostroenie/aviamotory-sssr/turboreaktivnye/turboreaktivnyj-aviatsionnyj-dvigatel-d-30/> – 25.05.2018 г.
14. Соколова А. Г. Вибромониторинг машинного оборудования и раннее обнаружение эксплуатационных повреждений [Текст] / А. Г. Соколова, Ф. Я. Балицкий // Вестник научно-технического развития. – 2008. – №7 (11). – С. 45-50.
15. Дмитренко А. И. Развитие конструкции турбонасосных агрегатов ЖРД, разработанных КБХА [Текст] / А. И. Дмитренко // НТ сборник КБ химавтоматики ИПФ «Воронеж». – 2001. – 676 с.
16. Пат. 2099569 Российская Федерация, МПК F02K9/48 Кислородно-водородный жидкостный ракетный двигатель [Текст] / Рачук В. С., Дмитренко А.И., Першин В. К., Зайцев Н. А.; заявитель и патентообладатель Конструкторское бюро химавтоматики. – №96100165/06; заявл. 03.01.1996; опубл. 20.12.1997.
17. Пат. 2099606 Российская Федерация, МПК F04D 29/04, F16C 27/04. Упругодемпферная опора [Текст] / Дмитренко А. И. ; заявитель и патентообладатель Конструкторское бюро химавтоматики. – №95118358/06; заявл. 25.10.1995; опубл. 20.12.1997.
18. Барманов И. С Разработка обобщенной методики расчета и проектирования упругодемпферных опор роторов двигателей летательных аппаратов и энергоустановок. [Текст] : дис. канд. техн. наук : 05.07.05: защищена 23.12.11 / Барманов Ильядар Сергеевич. – С. 2011. – 174 с.
19. Интернет-блог «Беседы о ракетных двигателях» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://rocketengines.ru/reference-materials/physical-features.html> – 25.05.2018 г.
20. Бадун О. П. Особенности использования плавающих колец в кислородных насосах [Текст] / О. П. Бадун, С. А. Дешевых, Я. Н. Иванов // Вісник двигунобудування. – 2016. – №2. – С. 115-121.
21. Беляев Е. Н. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Е. Н. Беляев, В. К. Чванов, В. В. Черваков. – М.: Изд-во МАИ. – 1999. – 228 с.
22. Овсянников Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
23. Дмитренко А. И. Развитие конструкции турбонасосных агрегатов для водородных ЖРД безгенераторной схемы, разработанных в КБХА. [Текст] / А. И. Дмитренко, А. В. Иванов, В. С. Рачук // Вестник Самарского государственного университета. – 2010. – №4. – С. 38-48.
24. Корнеев А. Ю. Конические подшипники жидкостного трения : методология расчета и динамический анализ [Текст] : дис. д-р. техн. наук : 05.02.02 / Корнеев Андрей Юрьевич. – О., 2016. – 378 с.
25. Шустов И. Г. Двигатели 1944-2000: авиационные, ракетные, морские, промышленные. Иллюстрированный справочник. Сер.: Отечественная и ракетно-космическая техника [Текст] / И. Г. Шустов. – М.: АКС-Конверсалт, 2000. – 434 с.
26. Сайт журнала «Двигатель» Геннадий Самарин, Сравнительный анализ методов отработки отечественных и американских ЖРД [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://engine.aviaport.ru/issues/17/page38.html> – 25.05.2018 г.
27. Электронный журнал Liquid Propellant Rocket Engines [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lpre.de/kbkha/RD-0120/index.htm> – 25.05.2018 г.
28. Использование гидростатических подшипников в турбонасосных агрегатах [Текст] / Е.Н.Ромасенко, А.С.Сидоренко, Л.А.Толстикова и др. // Конверсия в Машиностроении. – 2004. – №2

Поступила в редакцию 01.08.2018

О.П. Бадун. Проблеми використання підшипників ковзання в якості опор роторів ТНА РРД

Розглянуті основні переваги і недоліки підшипників кочення та ковзання. Проаналізовано проблеми, що можуть виникнути при використанні підшипників ковзання в якості опор роторів турбонасосних агрегатів (ТНА) рідинних ракетних двигунів (РРД). Виділено особливості роботи підшипника ковзання в агрегатах РРД, що полягає в необхідності роботи на малов'язких рідинах, які суттєво погіршують його основні характеристики, такі як несуча здатність, демпфірування та пружність, показники надійності та економічності. Наведено оцінку щодо доцільності використання підшипників кочення та ковзання в агрегатах РРД.

Ключові слова: РРД, ТНА, насос, підшипник кочення, підшипник ковзання, змащення малов'язкими рідинами, ресурс.

O.P. Badun. The problems of using sliding bearings as TPU rotor supports of LRE

The materials, concerning the recommendations on designing modern high-speed rotary machines, were analyzed. As a result of the analysis, it was revealed, that in most materials it is proposed to use sliding bearings as rotor supports, to solve resource and reliability problems, instead of rolling bearings. The problem is raised about the evaluation of the advisability of using sliding bearings in the turbopump units (TPU) of liquid rocket engines (LRE). To solve this problem, the advantages and disadvantages of rolling and sliding bearings were analyzed, as well as possible difficulties in the use sliding bearings as a support for rotors in the TPU of LRE. Such aspects as the supports operating conditions in the TPU of LRE, the materials of friction pairs, the influence of supports on the energy parameters of the aggregate in whole. According to the analysis results, the feature of the sliding bearing in the LRE units is highlighted, which is concluded to be in the need for its operation in low-viscosity liquids.

It is noted, that with a decrease in the viscosity of the sliding bearing operational fluid, its main characteristics, such as load-bearing capacity, damping and elasticity, significantly deteriorate. The last two factors are especially important for the operation of flexible shafts. The reliability and efficiency of the support also decreases with a decrease in viscosity. It is shown, that one of the main advantages of a sliding bearing that there are no restrictions to the rotor speed limit, does not always have an advantage, when choosing the type of support (rolling or sliding) for LRE units.

The requirements on the resource of modern multiple-use rocket engines and the available results on existing specimens are considered. It is emphasized, that the reached level of the service life of the TPU rotor supports on rolling bearings completely fulfills these requirements. It has been established, that the use of sliding bearings, as supports of TPU rotor, requires a deep theoretical and experimental research, conditioned by the properties of the working fluid and a large number of possible versions of the bearing design, and the reasonability of using sliding bearings in TPU requires a comprehensive analysis of the energy and mass-dimensional characteristics.

Key words: LRE, TPU, pump, rolling bearing, sliding bearing, operation in low-viscosity liquids, resource.

References

1. Poljakov R. N. Povyshenie dinamicheskikh kachestv i resursa opornyh uzlov rotorov sovmeshheniem podshipnikov kachenija i skol'zhenija [Increasing of dynamic qualities and service life of rotor support assemblies by combination of rolling and sliding bearings. Diss. cand. tech. sci]. Orel, 2005. 159 p.
2. Novikov E. A. Metod rascheta i razrabotka upornyh gidrostaticheskikh podshipnikov, smazyvaemyh malovjazkimi zhidkostjami [Method of calculation and development of thrust hydrostatic bearings, lubricated with low-viscosity liquids. Diss. cand. tech. sci]. Kazan', 2003. 148 p.
3. Struchkov A. A. Povyshenie nesushhej sposobnosti, resursa i dinamicheskikh harakteristik upornyh uzlov rotorov za schet sovmeshhenija podshipnikov kachenija i skol'zhenija [Increasing of bearing capacity, resource and dynamic characteristics of the rotor stop assemblies by combining the rolling and sliding bearings. Diss. cand. tech. sci]. Orel, 2006. 163 p.
4. Pon'kin V. N. Problemy obespechenija jefektivnosti i nadezhnosti tribotekhnicheskikh sistem rotorov aviacionnyh dvigatelej i ih reshenie [Problems of efficiency maintenance and reliability of tribotechnical systems of aircraft engines and

their solution. Diss. cand. tech. sci]. Kazan', 2009. 156 p.

5. Gorjunov L. V., Demidovich V. M., Kljushkin A. P., Jakimov, N. A. Kombinirovannye opory aviacionnyh dvigatelej [Aircraft engines combined support]. Voronezh, Izv. vyssh. ucheb. zavedenij. Aviacionnaja tehnika Publ., 1980, no. 1, pp. 96-98.

6. Pon'kin V. P., Gorjunov L. V., Takmovcev V. V. Sovmeshhennye opory bystrohodnyh turbomashin, principy konstruirovaniya i jeksperimental'noe issledovanie [Combined supports of high-speed turbomachines, designing principles and experimental research]. Kazan', Kazan' gos. tehn. un-ta publ, P305, 2003, pp. 62.

7. Borovskij B. I. Jenergeticheskie parametry i harakteristiki vysokooborotnyh lopastnyh nasosov [Energy parameters and characteristics of high-speed vane pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 177 p.

8. Chvanov V. K., Kashkarov A. M., Romanenko E. N., Tolstikov, L. A. Turbonasosnye agregaty ZhRD konstrukcii Jenergomash [Energomash LRE TPUs]. Moscow, Jub. sbornik Trudy NPO Jenergomash Publ., 2004, pp. 81-100.

9. Badun O. P., Ivanov Ja.N. Special'nye ispytaniya sharikopodshipnikov [Ball bearings special

tests]. Zaporozh'e, Visnik dvigunobuduvannja Publ., 2017, no. 2, pp. 66-73.

10. Svobodnaja jenciklopedija «Vikipedija» [Free encyclopedia «Wikipedia»]. Available at : <https://ru.wikipedia.org/wiki/Д-20#>. (accessed 25.05.2018)

11. Oficial'nyj sajt AO «Aviadvigatel'» [Official site JSC «Aviadvigatel'»]. Available at : http://www.avid.ru/about/history/turbine_engines/d-20p (accessed 25.05.2018).

12. Aviacionnaja jenciklopedija «Ugolok neba» [Aviation encyclopedia «Ugolok neba»]. Available at : <http://www.airwar.ru/enc/engines/d-20p.html> (accessed 25.05.2018).

13. Internet-muzej rossijskoj aviacii «Aviaru.rf» [Internet-museum of Russian aviation «Aviaru.rf»]. Available at : <http://aviaryu.pf/aviamuseum/dvigateli-i-vooruzhenie/aviamotorostroenie/aviamotory-sssr/turboreaktivnye/turboreaktivnyj-aviatcionnyj-dvigatel-d-30/> (accessed 25.05.2018).

14. Sokolova A. G., Balickij F.Ja. Vibromonitoring mashinnogo oborudovanija i rannee obnaruzhenie jekspluatacionnyh povrezhdenij [Machinery vibration monitoring and early detection of operational damage]. Moscow, Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitija, 2008, no. 7 (11), pp. 45-50.

15. Dmitrenko A. I. Razvitie konstrukcii turbomasosnyh agregatov ZhRD, razrabotannyh KBHA [TPUs design progress of LRE, developed by CADB]. Voronezh, NT sbornik KB himavtomatiki IPF «Voronezh» Publ, 2001. 676 p.

16. Rachuk V. S., Dmitrenko A. I., Pershin V. K., Zajcev N. A. Kislородно-vodorodnyj zhidkostnyj raketnyj dvigatel' [Oxygen-hydrogen liquid rocket engine] Patent RF, №96100165/06, 1997

17. Dmitrenko A. I. Uprugodempfernaja opora [Elastic damper support]. Patent RF, №95118358/06, 1997.

18. Barmanov I. S Razrabotka obobshhennoj metodiki rascheta i proektirovanija uprugodempfernyh opor rotorov dvigatelej letatel'nyh apparatov i jenergoustanovok. [Development of a generalized methodology for the calculation and design of elastic damper rotor support for aircraft engines and power plants. Diss. cand. tech. sci]. Samara, 2011. 174 p.

19. Internet-blog «Besedy o raketnyh dvigateljah» [Internet-blog «Besedy o raketnyh dvigateljah»]. Available at : <https://rocketengines.ru/reference-materials/physical-features.html> (accessed 25.05.2018).

20. Badun O.P., Deshevyyh S.A., Ivanov Ja.N. Osobennosti ispol'zovanija plavajushhih kolec v

kislородnyh nasosah [Special aspects of the use of floating rings in oxygen pumps]. Zaporozh'e, Visnik dvigunobuduvannja Publ., 2016, no. 2, pp. 115-121.

21. Beljaev E.N., Chvanov V.K., Chervakov V.V. Matematicheskoe modelirovanie rabocheho procesa zhidkostnyh raketnyh dvigatelej [Mathematical modeling of the working process of liquid rocket engines]. Moscow, MAI Publ, 1999. 228 p.

22. Ovsjannikov B. V., Borovskij B. I. Teorija i raschet agregatov pitanija zhidkostnyh raketnyh dvigatelej [Power units theory and calculation of liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 376 p.

23. Dmitrenko A.I., Ivanov A.V., Rachuk V.S. Razvitie konstrukcii turbomasosnyh agregatov dlja vodorodnyh ZhRD bezgeneratornoj shemy, razrabotannyh v KBHA. [TPUs design progress of open-cycled hydrogen LREs, developed by CADB]. Samara, Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo universiteta Publ., 2010, no. 4, pp. 38-48.

24. Korneev A. J. Konicheskie podshipniki zhidkostnogo trenija: metodologija rascheta i dinamičeskij analiz [Tapered bearings of liquid friction: calculation methodologies and dynamic analysis. Diss. dr. tech. sci]. Orel, 2016. 378 p.

25. Shustov I. G. Dvigateli 1944-2000: aviacionnye, raketnye, morskije, promyshlennye. Illjustrirovannyj spravochnik. Serija: Otechestvennaja i raketno-kosmicheskaja tehnika. [Aircraft, rocket, sea, industrial engines 1944-2000. Illustrated handbook. Series: Native and space-rocket technology]. Moscow, AKS-Konversalt Publ., 2000. 434 p.

26. Sajt zhurnala «Dvigatel'» Gennadij Samarin, Sravnitel'nyj analiz metodov otrabotki otechestvennyh i amerikanskih ZhRD [“Engine” magazine site, comparative analysis of native and American LRE's refining methods]. Available at : <http://engine.aviaport.ru/issues/17/page38.html> (accessed 25.05.2018).

27. Jelektronnyj zhurnal Liquid Propellant Rocket Engines [Online magazine “Liquid Propellant Rocket Engines”]. Available at : <http://www.lpre.de/kbkha/RD-0120/index.htm> (accessed 25.05.2018).

28. Romasenko E.N., Sidorenko A.S., Tolstikov L.A., Junovidov S. A. Ispol'zovanie gidrostaticheskikh podshipnikov v turbomasosnyh agregatah [Hydrostatic bearings application in turbopump units]. Moscow, Konversija v Mashinostroenii, 2004, no. 2.