

УДК 629.7.036

Конструктивные особенности проектирования подшипниковых узлов для осевых насосов систем терморегуляции летательных аппаратов

Хаустов А.И., Шашкин И.Н., Мальгичев В.А., Невзоров А.М.

В статье представлены результаты проектирования подшипниковых пар для осевого насоса систем терморегулирования летательных аппаратов с учетом минимизации массогабаритных размеров и высоких требований по надежности работы. Рассмотрены подходы к выбору материалов узлов трения подшипников. Представлены результаты испытаний спроектированных подшипниковых узлов в составе экспериментальных образцов осевого насоса.

Ключевые слова: опоры осевого насоса; подшипниковые узлы; системы терморегулирования

Введение

Современные ЛА имеют большое число систем, в состав которых входят объемные (шестеренные, поршневые) и динамические (центробежные, осевые) насосы. Системы терморегуляции (СТР) кабин самолетов, орбитальных комплексов, скафандров представляют собой системы закрытого типа, обязательным элементом которых являются насосы с электроприводом от частотой вращения вала от 3000 до 12000 об/мин. Основное распространение в качестве нагнетательных элементов СТР получили центробежные насосы. Дальнейшее совершенствование СТР и минимизация массогабаритных характеристик всей системы влечет за собой разработку осевых насосов, как насосы имеющие лучшие массогабаритные параметры.

К насосам аэрокосмических комплексов предъявляются высокие требования по надежности, т.к. они являются источниками энергии, от работы которых зависит работа всего ЛА в целом.

Статья посвящена проектированию подшипниковых узлов малогабаритных осевых насосных агрегатов, как основного элемента подвергающегося длительным силовым, температурным нагрузкам при работе насоса в составе СТР ЛА. При этом наиболее критичным элементом конструкции осевого насоса (с точки зрения обеспечения надежности его работы) являются подшипниковые узлы ротора, поскольку это единственные узлы в конструкции осевого насоса, способные подвергнуться механическому износу.

В настоящее время можно выделить два подхода к конструированию износостойких подшипниковых узлов осевых насосов минимальных размеров. Первый подход – это конструирование подшипниковых узлов скольжения, работающих без смазки или смазывающихся перекачиваемой жидкостью. Второй подход – конструирование подшипниковых узлов без физического контакта, например на магнитном подвесе. Достоинством подшипниковых узлов скольжения является их относительная простота конструкции по сравнению с магнитными опорами [1, 2].

Однако при разработке подшипников скольжения для СТР следует учитывать, что они должны длительно и надежно работать с теплоносителями, имеющими физико-химические свойства изменяющиеся в широких пределах [3]. Анализ существующих пар трения позволяет сделать вывод о невозможности проектирования подшипников скольжения для СТР из известных материалов, поскольку практически все материалы, используемые в промышленных подшипниках скольжения, не удовлетворяют требованиям для длительной работы в условиях СТР. Поэтому стояла задача разработки опор скольжения осевого насоса, не изученных ранее антифрикционных материалов и пар трения, способных работать в условиях сухого трения и обладающих совокупностью уникальных свойств: низким коэффициентом трения, низким износом (обеспечивающим заданное время непрерывной работы) с разными теплоносителями.

1. Материалы и методы

На рис.1 представлена схема осевого насоса СТР с капсулированным электродвигателем (ЭД). Рабочее колесо осевого насоса 1 закреплено на втулке 2 в ней же установлены вращающиеся части подшипниковых пар скольжения 3. Передний входной подшипниковый узел 4 размещается в направляющем аппарате (НА) 5, представляющем собой три

радиальных пилон. Выходной подшипниковый узел 4 установлен в спрямляющем аппарате (СА) 6. Максимально возможные диаметры подшипниковых пар лимитируются размерами втулок НА и СА: d_1 и d_2 , соответственно.

В данной конструкции в качестве подшипниковых узлов применяются подшипники скольжения, т.к. они имеют меньшие габаритные размеры по сравнению с подшипниками качения. Что очень важно для данной конструкции, ибо они не загромождают входное и выходное сечения потока, тем самым минимизируя возмущения на входе в рабочее колесо и выходе из СА насоса.

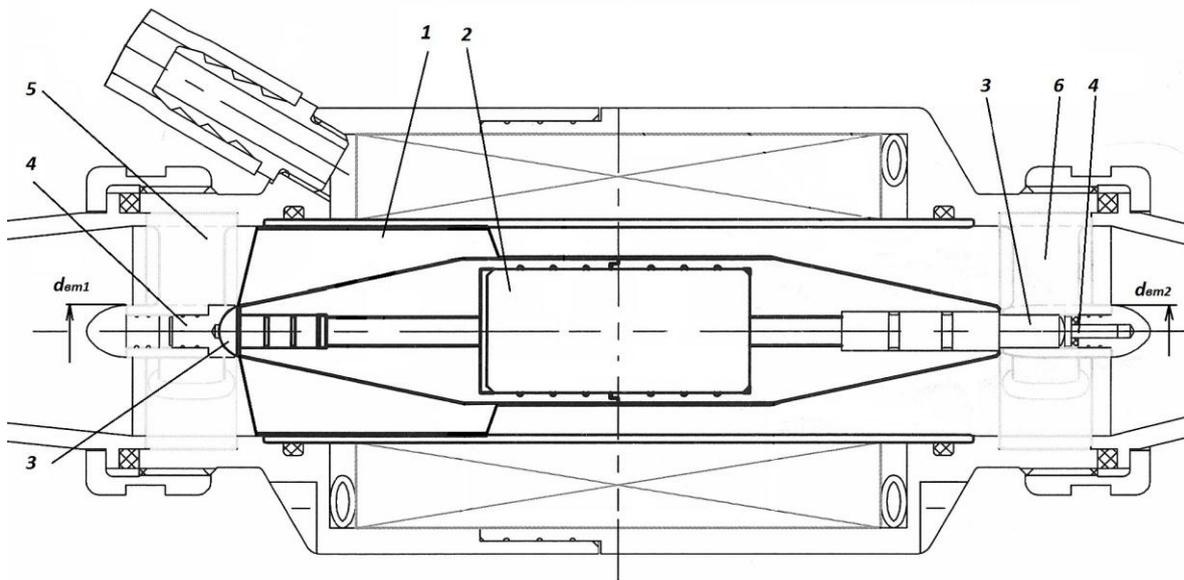


Рис. 1. Осевой насос СТР

На подшипниковые пары на входе и выходе в насос 3 и 4 (рис. 1) действуют знакопеременные нагрузки, вызванные неравномерным распределением по сечению давления и температуры. При этом распределение давления и температуры может меняться по времени, например, из-за изменения режима работы насоса (переход на другой режим работы по подаче или частоте вращения) или из-за изменения температуры перекачиваемой жидкости. Таким образом, результирующая сила, действующая на подшипниковую пару постоянно меняет не только свою величину, но и точку приложения. Теоретически определить величину и точку приложения этой силы практически не возможно, т.к. изменение режима работы насоса и температуры при работе насоса являются случайными величинами. Поэтому в работе предполагается исследование подшипниковых пар при максимально теоретически возможных нагрузках и работа сводилась к выбору антифрикционных материалов и пар трения и проверки их работы в последовательности:

выбор материалов пар трения и геометрии их контакта, стендовое и экспериментальное испытание подшипниковых пар в составе осевого насоса.

2. Выбор материалов пар трения

На первом этапе был проведен аналитический обзор и выбор пар материалов с учетом их антифрикционных свойств и пригодности для применения в СТР, также изучены возможности повышения износостойкости этих материалов путем нанесения износостойких покрытий. В результате проведенного предварительного материаловедческого анализа были выбраны два материала для использования в конструкции подшипников скольжения осевого насоса: сплав на основе кобальта (CoCrMo) и синтетический сапфир (Al_2O_3).



Рис. 2. Рабочая камера вибротрибометра Optimol SRV

Испытания антифрикционных свойств сплава кобальта и синтетического сапфира проводились на вибротрибометре Optimol SRV в режиме сухого трения по схеме «палец-диск» при нагрузках в диапазоне от 5Н до 25Н. На рис. 2 показана рабочая камера вибротрибометра Optimol SRV (Германия) для проведения испытаний



Рис. 3. Образцы из сплава CoCrMo с нанесенным алмазоподобным покрытием

Для улучшения трибологических характеристик выбранных материалов и повышения износостойкости разрабатываемого подшипниково-вого узла была предложена и разработана технология нанесения специального алмазоподобного покрытия (DLC) на пары трения подшипниковых узлов методом реактивного ионно-лучевого синтеза.

трибологических характеристик образцов материалов, предназначенных для использования в конструкции подшипника скольжения осевого насоса.

На рис. 3 представлены образцы из сплава кобальта с нанесенным алмазоподобным покрытием, подготовленные для проведения испытаний на вибротрибометре. Условия испытаний были близки к эксплуатационным по давлению, скорости скольжения и отсутствию смазки на образцах материалов с физико-механическими свойствами и рельефом поверхности трения такими же, как в реальных подшипниковых узлах. В результате испытаний были определены коэффициенты трения для исследуемых пар трения.

Из испытываемых материалов без покрытия лучшим коэффициентом трения обладает пара трения из сапфира, имеющая коэффициент трения $K=0.2$. Наносимое алмазоподобное покрытие, имеющее толщину порядка 1 мкм, позволяет снизить коэффициент трения в подшипниковых узлах осевого насоса до значений $K= 0,05-0,07$, что существенно улучшает трибологические характеристики как сапфира, так и сплава на основе кобальта.

3. Выбор геометрии контакта пар трения подшипников скольжения

Анализ гидродинамической модели проектируемого осевого насоса СТР с помощью компьютерных моделей определил диапазон нагрузок в подшипниковых узлах. На основе



Рис. 4. Сферический подпятник

этих данных и требований к зазорам в подшипнике скольжения для работы (зазоры должны быть менее 2 мкм) были разработаны две конструкции подшипниковых узлов из испытанных на вибротрибометре материалов с использованием антифрикционного алмазоподобного покрытия. В основе одной из конструкций лежит сферический подпятник, другая конструкция представляет собой цилиндрический подшипник скольжения с точечной опорой по оси. На рисунке 4 показан сферический подпятник, выполненный из сплава на основе кобальта с нанесенным алмазоподобным покрытием, а на рисунке 5 цилиндрическая шейка вала ротора из сплава на основе кобальта также с нанесенным



Рис. 5. Цилиндрическая шейка вала ротора осевого насоса

покрытием. Подшипниковые узлы осевого насоса находятся в различных условиях по нагрузкам, поскольку осевая нагрузка, обусловленная гидродинамической силой, во время работы прикладывается только к одному входному подшипниковому узлу.

В процессе гидравлических испытаний экспериментального образца осевого насоса на стенде, имитирующем систему терморегулирования, была установлена работоспособность разработанных подшипниковых узлов. Узлы со сферическим подпятником являются более предпочтительным вариантом конструкции для нагруженного подшипникового узла, в то время как в ненагруженном узле можно использовать любой вариант конструкции.

С целью уточнения осевых усилий, действующих на подшипниковые узлы, был разработан стенд (рис. 5) на основе интегрального тензодатчика для измерения осевого усилия на нагруженной опоре в процессе работы насоса.

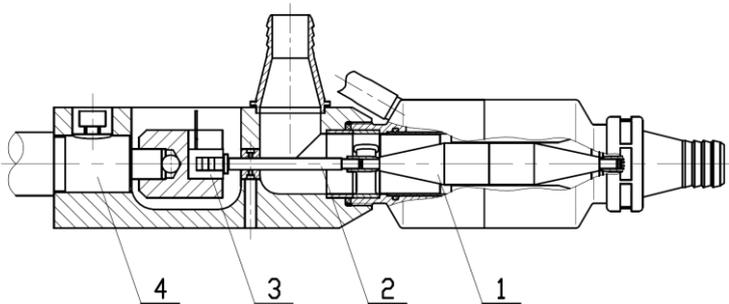


Рис. 5. Стенд для измерения осевого усилия в опоре

затем измерялся.

Изменяя режимы работы насоса, например, увеличивая или уменьшая подачу или частоту вращения ротора, снимается зависимость величины осевого усилия на различных режимах работы насоса. Получено, что максимальная измеренная осевая нагрузка составляла 500-600 гс при перепаде давления на насосе 200 мм.рт.ст, что соответствует расчетным данным из гидравлической теоретической модели и является допустимой нагрузкой для выбранных материалов для узлов трения .

4. Испытание подшипниковых пар с составе насоса

На третьем этапе были проведены испытания опытных образцов подшипников ротора в составе осевого насоса на длительность. Результаты показали, что при непрерывной работе осевого насоса в течении 1500 часов никакого износа при 20 кратном увеличении нагрузки не было обнаружено, что подтвердили правильность концепции проектирования подшипниковых узлов осевого насоса.

Выводы

Изложенный подход к проектированию подшипниковых узлов осевого насоса позволила спроектировать подшипники скольжения, успешно работающие в экспериментальных образцах осевого насоса. Применение современных технологий

ротор осевого насоса 1, вызванное разностью давлений на выходе и входе в насос, через шток 2 передается тензодатчик 3, который поджимается микрометрическим винтом. Сигнал с тензодатчика усиливался с помощью инструментального усилителя, и

нанесения алмазоподобных покрытий позволяет значительно улучшить триботехнические характеристики материалов и создать износостойкие пары трения.

Библиографический список

1. Чернавский С.А. Подшипники скольжения.- М: Машгиз, 1963, -244 с., ил.
2. Воронков Б.Д. Подшипники сухого трения. – 2-е изд., перераб. и доп., Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. -224 с., ил.
3. Бобков А.В. Центробежные насосы систем терморегулирования космических аппаратов: Владивосток, Дальнаука, 2003. 217 с.

Сведения об авторах

Хаустов Александр Иванович, профессор Московского авиационного института (национального исследовательского университета), д. т.н., профессор, e-mail:sinna8@post.ru
Шашкин Игорь Николаевич, инженер Competence Team Drainage and Sewage Компании WILO SE.

Мальгичев Владимир Алексеевич, заместитель директора ООО «ДОНА-М», г. Москва
Невзоров Андрей Михайлович, Генеральный директор ООО «ДОНА-М», г. Москва

