

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

## **ОПОРЫ РОТОРОВ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ**

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве методических указаний для студентов Самарского университета, обучающихся по основной образовательной программе высшего образования по специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

Составители: *В.А. Зрелов,*  
*В.С. Мелентьев*

САМАРА

Издательство Самарского университета

2022

© Самарский университет, 2022

УДК 629.7.036.54  
ББК 06.37

Составители ***В. А. Зрелов, В. С. Мелентьев***

Рецензент д-р техн. наук, проф. В. Б. Б а л я к и н

**Опоры роторов турбонасосных агрегатов:** методические указания / *В.А. Зрелов, В.С. Мелентьев*. – Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Самарский университет. – Самара: Издательство Самарского университета, 2022. – 1 CD-ROM (0,8 Мб). – Загл. с титул. экрана. – Текст: электронный.

В методических указаниях приведены общие сведения об опорах роторов турбонасосных агрегатов, дана их классификация. Сформулированы основные требования к опорам роторов ТНА и показаны пути их реализации. Описана конструкция подшипников, указаны их преимущества и недостатки. Показано, как обеспечивается разгрузка осевых сил, действующих на ротор ТНА.

Предназначено для обучающихся по специальности 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей».

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

Минимальные системные требования:

PC, процессор Pentium, 160 МГц; оперативная память 32 Мб;  
на винчестере 16 Мб; Microsoft Windows XP/Vista/7;  
разрешение экрана 1024x768 с глубиной цвета 16 бит;  
DVD-ROM 2-х и выше, мышь; Adobe Acrobat Reader.

УДК 629.7.036.54  
ББК 06.37

© Самарский университет, 2022

Редактор И.П. Ведмидская  
Компьютерная вёрстка И.П. Ведмидской

Подписано для тиражирования 24.08.2022.

Объем издания 0,8 Мб.

Количество носителей 1 диск.

Тираж 11 дисков.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)  
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

## Содержание

Введение.....	5
1 Схема установки опор и осевая фиксация роторов ТНА.....	6
2 Разгрузка опор роторов ТНА.....	12
3 Особенности конструкции опор ТНА с шарикоподшипниками.....	15
Заключение.....	22
Список использованных источников.....	23

## ВВЕДЕНИЕ

Условия работы опор турбонасосных агрегатов (ТНА) ЖРД (в том числе криогенных) содержат ряд особенностей, которые должны быть учтены при выборе типа опор и их конструктивном исполнении. К ним относятся высокие скорости вращения, значительные нестационарные радиальные и осевые нагрузки, отсутствие смазки в традиционном понимании, наличие низких и высоких температур, значительные температурные и силовые деформации.

Отмеченные особенности повлияли на конструкции опорных узлов. В состав большинства из них входят шариковые подшипники качения, устанавливаемые в корпусе на дополнительных упруго-демпферных элементах. Для перспективных турбонасосов наряду с указанными типами опор разрабатывают опорные узлы с подшипниками скольжения и комбинированные опоры.

При конструировании опорных узлов ТНА повышенные требования предъявляют к материалам элементов подшипниковых узлов и покрытиям. Большое внимание уделяют разгрузке опор от осевых и радиальных сил, а также вопросам компенсации температурных и силовых деформаций ротора.

## 1 СХЕМА УСТАНОВКИ ОПОР И ОСЕВАЯ ФИКСАЦИЯ РОТОРОВ ТНА

В опорах ТНА применяют преимущественно подшипники качения, в основном шариковые. По сравнению с подшипниками скольжения они просты в монтаже при одновременной стабильности конструктивных параметров, обладают меньшим коэффициентом трения, достаточно высокой грузоподъемностью и малыми размерами.

Но в ряде случаев, при специфических условиях работы ТНА, предпочтение может быть отдано и подшипникам других типов.

Возможность применения других типов подшипников (гидростатических, гидродинамических, комбинированных и др.) связана с ресурсом ТНА, конструкцией уплотнительных систем, допустимыми продольными габаритными размерами и прочее.

В зависимости от основных параметров ТНА формулируют и общие **требования к опорам его ротора**:

- высокая надёжность в работе при большой частоте вращения вала и быстром темпе её нарастания при запуске;
- высокая грузоподъемность по радиальным нагрузкам при восприятии и значительных осевых нагрузок;
- минимальные потери на трение во всем диапазоне режимов работы ТНА;
- стойкость материалов опор в разнообразных условиях работы (в том числе в условиях космоса), в соответствующих рабочих средах (в том числе агрессивных, криогенных и др.) при одновременной стойкости к воде.

Наиболее полно поставленным требованиям удовлетворяют опоры с подшипниками качения. По сравнению с подшипниками скольжения они просты в монтаже при одновременной стабильности конструктивных параметров, обладают меньшим коэффициентом трения, достаточно высокой грузоподъемностью и малыми размерами.

По точности изготовления в соответствии с ГОСТ 520-71 установлен ряд из пяти классов точности шарикоподшипников: 2 – сверхвысокий; 4 – особовысокий; 5 – высокий; 7 – повышенный; 0 – нормальный, а по международной системе (СТ СЭВ 774-77) соответственно – Р2, Р4, Р5, Р6, Р0. Обозначение класса точности ставится перед номером подшипника, определяющего его габаритные размеры. Перед классом точности в соответствии с таблицей отраслевой нормали отмечается номер ряда, характеризующий величины радиального зазора и осевого люфта подшипника. При нормальном изготовлении, без особых требований по радиальному зазору и осевому люфту, дополнительное обозначение исключают.

Для роторов ТНА применяют шарикоподшипники высокого и повышенного классов точности 3-го ряда с хорошо отбалансированными сепараторами, изготавливаемыми точением. Внутреннее разъемное кольцо (рис. 1, б) позволяет установить большее число шариков, что увеличивает работоспособность подшипника и возможность воспринимать большую, на 25...30 %, нагрузку. Их беговые дорожки выполняют более глубокими, обеспечивая касание шарика по трем точкам и повышенное значение угла контакта  $\beta$ .

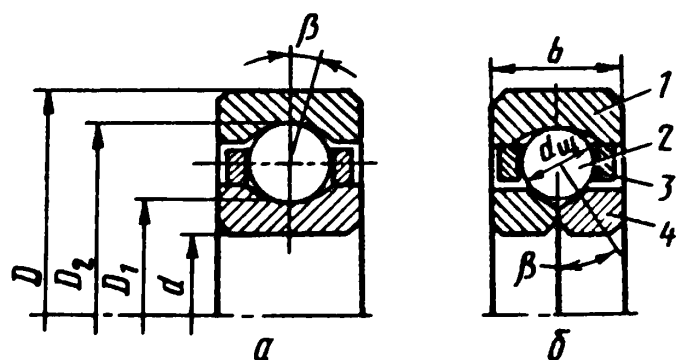


Рис. 1. Шариковые подшипники с двухточечным (а) и трёхточечным (б) контактами:  
1 – наружное кольцо; 2 – шарик; 3 – сепаратор; 4 – внутреннее кольцо

Трёхточечные шарикоподшипники применяют в опорах ротора повышенной грузоподъемности, а также для восприятия значительной осевой неуравновешенной силы.

Наиболее слабым элементом высокоскоростного шарикоподшипника является сепаратор. Для стабилизации своего положения он центрируется:

- по внутреннему кольцу (рис. 1а),
- по наружному кольцу (см. рис. 1б).

При центрировании сепаратора по внутреннему кольцу действие центробежных сил не вызовет заедания сепаратора, так как зазор между сепаратором и кольцом с ростом частоты увеличивается, что важно при работе в криогенных компонентах.

Однако центрирование сепаратора по внешнему кольцу позволяет снизить сопротивление при течении компонента благодаря увеличенному внутреннему зазору.

Жидкость в полости подшипника под действием центробежной силы увлекается к периферии, смазывает центрирующую наружную поверхность сепаратора и обеспечивает отвод тепла от сепаратора через более холодное наружное кольцо.

Высокая работоспособность шарикоподшипников при центрировании сепаратора по внешнему кольцу возможна при хорошем отводе тепла трения, что обеспечивается протоком охлаждающего компонента и поддержанием заданного значения рабочей температуры в полости. В противном случае при нагреве сепаратора возможно его заклинивание в наружном кольце подшипника и не исключена поломка.

В процессе работы высокоскоростных подшипников происходят усталостные явления в виде выкрашивания шариков и беговых дорожек и износа шариков и сепараторов, который, начавшись, приобретает лавинообразный характер.

За короткий срок работы у сепаратора могут полностью износиться перемычки, при этом износ шариков достигает всего 20мкм.

На работоспособность подшипника влияет выбор материалов его деталей.

Распространенными материалами для изготовления колец подшипников и тел качения являются хромистые стали марок: ШХ15, ШХ9, ШХ6, ШХ15СГ, имеющие после термообработки твердость колец HRC 62...65, шариков HRC 62...66.

Материал подшипника для работы в химически активной или криогенной жидкости следует подбирать с учетом её физико-химических свойств и активности.

Так, четырёхокись азота ( $N_2O_4$ ), растворяясь в воде при промывке агрегата, образует раствор азотной кислоты, вызывающий коррозию названных сталей, и в этом случае следует применять коррозионностойкую сталь 95X18-Ш.

Сепараторы изготавливают из сталей типа 12X18H9T, бронзы БРАЖМц10-3-1, 5, алюминиевых сплавов АК-4 и Д1-Т, фторопласта-4.

Применение фторопластов снижает коэффициент трения, но из-за его низкой теплопроводности при нагревании сепаратора во время работы возможна потеря им формы (псевдотекучесть).

На выбор материалов оказывают влияние не только условия работы подшипника, но и условия хранения ТНА.

Например, при работе опоры в протоке жидкого кислорода консервация подшипника с применением масел не допускается, поэтому следует использовать коррозионностойкие стали типа 95X18, 95X13 и другие материалы, стойкие в криогенной среде и обработанные холодом.

Обозначение материала подшипника ставят после его номера, характеризующего габаритные размеры. Так подшипник,

выполненный из коррозионностойких сталей, обозначается: Ю1, Ю2, Ю3 и т.д.;

подшипник с сепаратором из безоловянистой бронзы – Б1, Б2, Б3 и т.д.;

подшипник из алюминиевых сплавов - Д1, Д2, Д3 и т.д.;

подшипник из сталей типа ШХ со специальными присадками (ванадий, кобальт и др.) обозначается Э.

В современных конструкциях турбонасосных агрегатов применяют в основном двухопорные конструкции ротора: двухопорный одновальный ротор, либо четырёхопорный двухвальный ротор, в котором валы соединены между собой шлицевой рессорой.

В некоторых конструкциях ротор состоит из трех валов с двумя опорами на каждом валу.

Схема установки двухопорного вала на подшипниках качения зависит от сил, действующих на ротор, расстояния между опорами и его ресурса.

Для малоресурных ТНА, при небольшом расстоянии между опорами и сбалансированной осевой нагрузке, обычно применяют следующие схемы:

– оба подшипника фиксируют в осевом направлении по внутреннему кольцу (по валу).

По наружному кольцу один из подшипников зафиксирован в корпусе от осевых усилий и перемещений в одном направлении, а другой подшипник – в противоположном направлении.

Но между наружным кольцом одного из подшипников и упором в корпусе оставляют осевой зазор, который компенсирует температурные деформации деталей ротора во время работы и тем самым исключает дополнительные осевые усилия на подшипнике от нагрева (рис. 2, а);



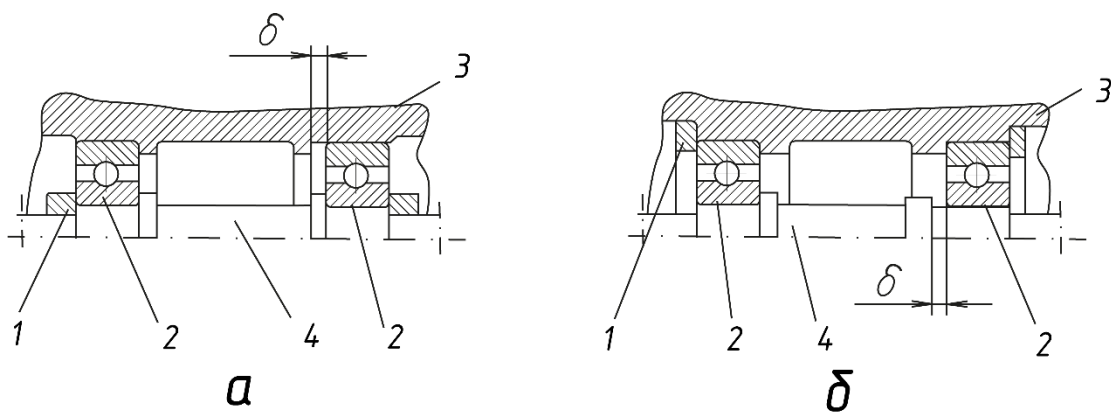


Рис. 2. Схемы осевой фиксации ротора ТНА при малом расстоянии между подшипниками:

*а* – фиксация подшипников по валу; *б* – фиксация подшипников в корпусе

1 – упор; 2 – подшипники; 3 – корпус ТНА; 4 – вал;  $\delta$  – осевой зазор

– оба подшипника фиксируют в осевом направлении по наружному кольцу (в корпусе). По валу внутреннее кольцо одного из подшипников имеет упор в одном направлении, а второго – в противоположном.

Зазор между внутренним кольцом одного из подшипников и упором на валу компенсирует температурные деформации ротора при работе ТНА (рис. 2, *б*).

Осевое перемещение опоры относительно корпуса происходит по таким поверхностям скольжения:

- в первом, по поверхности между корпусом и наружным кольцом подшипника;
- во втором, по поверхности между валом и внутренним кольцом подшипника.

Первый вариант предпочтительнее, так как опасность проворачивания наружного кольца подшипника в корпусе ниже, чем опасность проворачивания вала во внутреннем кольце подшипника при втором варианте установки опор.

Какой-либо вариант установки обеспечивается назначением соответствующих посадок подшипника на вал.

Таким образом, в обоих указанных вариантах величина осевого смещения ротора ограничена зазором между кольцом подшипника и упором в корпусе или на валу.

При сравнительно большом расстоянии между опорами, один из подшипников фиксируют от осевых перемещений в обоих направлениях: и в корпусе, и по валу (радиально-упорный подшипник, воспринимающий как радиальные, так и осевые усилия).

Второй подшипник фиксируют в обоих направлениях либо только по валу (тогда он может перемещаться в осевом направлении в корпусе, рис. 3*а*), либо только в корпусе (тогда подшипник может перемещаться в осевом направлении по валу, рис. 3*б*).

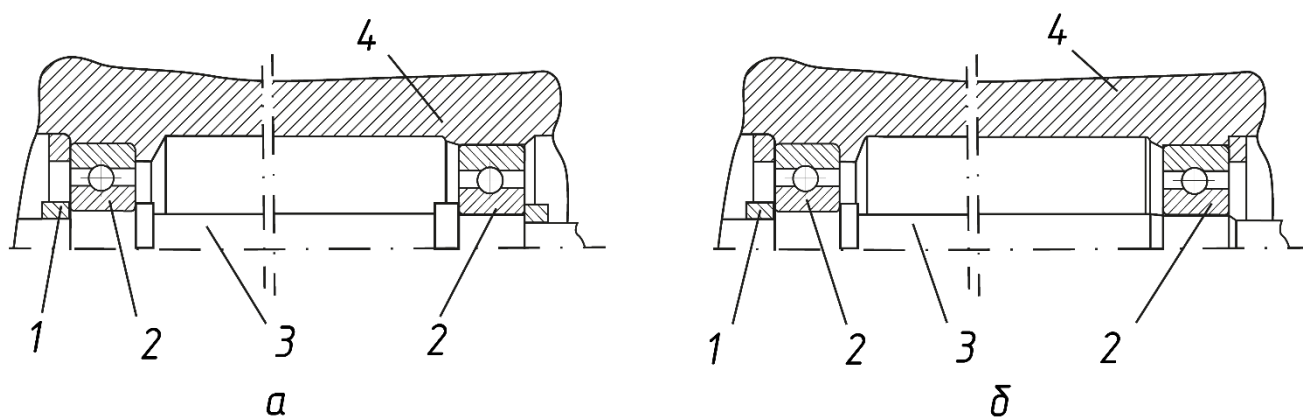


Рис. 3. Схемы осевой фиксации ротора ТНА при большом расстоянии между подшипниками:

*а* – фиксация одного подшипника в корпусе и по валу, а второго только по валу (соответственно радиально-упорный и радиальный подшипники);

*б* – фиксация одного подшипника в корпусе и по валу, а второго только в корпусе;

1 – упор; 2 – подшипники; 3 – вал; 4 – корпус ТНА

Второй подшипник воспринимает только радиальные нагрузки (радиальный или плавающий подшипник). Первый вариант предпочтительнее второго по указанным выше причинам.

Опоры ротора желательно располагать возможно ближе к вращающимся массам, чтобы уменьшить величину радиальной силы, действующей на подшипник при колебаниях ротора или при эволюциях летательного аппарата.

Радиально-упорный подшипник, как более нагруженный, рекомендуется располагать в местах, где меньше радиальная сила и нагрев подшипника от турбины.

Гнёзда в корпусе под подшипник и шейку вала обрабатывают с точностью, обеспечивающей заданный натяг или зазор.

Обычно применяют *два вида комбинаций посадок*:

1) *на валу* – по посадке *скольжения*, а *в корпусе* – *с натягом*;

2) *на валу* – *с натягом*, а *в корпусе* – по *посадке скольжения или с небольшим зазором*.

После сборки действительный радиальный зазор в самом подшипнике (зазор между шариками и обоймами) уменьшится по сравнению с начальным зазором из-за деформации наружного кольца, запрессованного в корпус, либо из-за увеличения диаметра внутреннего кольца, напрессованного на вал.

Точность опоры должна быть соизмеримой с точностью изготовления и монтажа подшипникового узла в целом. При этом должна быть обеспечена высокая точность центрирования вала, низкий коэффициент трения и его постоянство на всех режимах работы ТНА.

В отдельных конструкциях ТНА могут быть применены трёхопорные валы роторов, где одна из опор радиально-упорная, а две другие – только радиальные.

Введением третьей опоры уменьшается расстояние между опорами, чем облегчается задача создания докритического ротора.

Однако трёхопорный ротор обладает существенным недостатком. В нём нельзя обеспечить равномерное распределение радиальной нагрузки между опорами и исключить перегрузку опор из-за неизбежных монтажных несоосностей посадочных поверхностей подшипников и смещений посадочных мест под подшипники в корпусе, вызванных термическими и силовыми деформациями корпусов ТНА.

Известны конструкции, в которых один из трёх подшипников устанавливают в корпус с зазором. Такой подшипник, выполняющий роль резервной опоры, ограничивает радиальные перемещения ротора и радиальные усилия в опорах при повышенных перемещениях ротора и перехода через критическую частоту вращения.

Чрезмерно большой рабочий зазор в такой опоре выключает её из работы. Малый же зазор может привести к перегрузке опор из-за монтажных, силовых и термических смещений посадочных мест опор.

Таким образом, *выбор зазора по посадке подшипника, оптимального для всех режимов работы ТНА, с учётом монтажных, температурных и рабочих смещений посадочных мест является труднорешаемой задачей.*

Поэтому агрегаты с трёхопорным ротором отличаются большой нестабильностью ресурса.

Сложной задачей является также обеспечение работоспособности резервной опоры на режимах полной её разгрузки от радиального усилия, когда наружное кольцо подшипника не сопрягается с корпусом.

При отсутствии нагрузок на подшипник возможно проскальзывание его обоймы, что снижает ресурс подшипника.

Таким образом, *желательно избегать применения трёхопорных валов в конструкциях роторов ТНА.*

## 2 РАЗГРУЗКА ОПОР РОТОРОВ ТНА

В процессе работы ТНА *на опоры ротора действуют следующие основные нагрузки:*

– *радиальные усилия*, обусловленные действием *гидравлических и газодинамических сил* в насосах и турбине (неравномерное поле давлений на выходе из крыльчаток насосов, парциальный подвод газа на рабочее колесо турбины, гидродинамические силы в уплотнениях и т.д.);

– *радиальные дисбалансные усилия*, вызванные некачественной балансировкой или разбалансировкой ротора в процессе работы вследствие термических и силовых деформаций элементов ротора;

– усилия, возникающие *из-за монтажных и рабочих перекосов* подшипников;

– *осевые усилия, вызванные разностью давлений в полостях насосов, турбины и уплотнений.*

Для снижения радиальных усилий от гидравлических сил в насосе:

– совершенствуют профилировку тракта отвода жидкости из насоса;

– применяют лопаточные отводы и направляющие аппараты.

*Усилия от парциального подвода газа в турбине* снижают или полностью исключают применением *сопловых аппаратов с симметричными секторами подвода газа.*

*Дисбалансные нагрузки* могут быть снижены:

– путем совершенствования конструкции ротора (применением *минимального количества деталей, беззазорных соединений* деталей, *усиленной затяжки* соединяемых деталей ротора с контролем усилия затяжки или деформации вала и др.);

– использования раздельно-последовательной *динамической балансировки ротора.*

В отдельных случаях (закритические роторы, роторы с высоконагруженными рабочими колёсами) целесообразно *применять высокочастотную балансировку в рабочем диапазоне частот вращения ротора.*

Снизить влияние монтажных и рабочих перекосов подшипников можно, повысив *точность изготовления и жесткость ротора и корпуса.*

Одна из самых сложных задач при разработке ТНА - обеспечение *осевой разгрузки подшипников ротора.*

В реальных конструкциях применяют:

– нерегулируемую;

– регулируемую (настраиваемую);

– автоматическую осевую разгрузку.

*Нерегулируемую* разгрузку осуществляют установкой уплотнений с двух сторон крыльчатки насоса на разных диаметрах (рис.4).

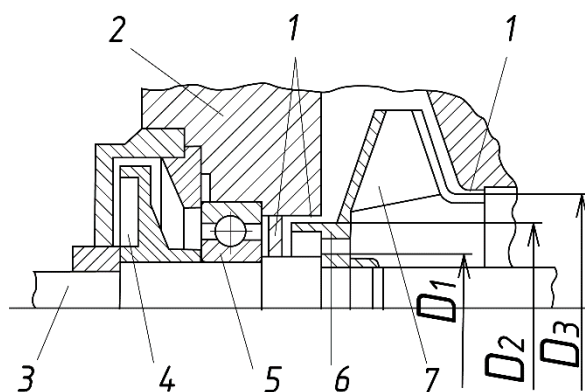


Рис.4. Схема нерегулируемой разгрузки ротора ТНА от осевых усилий:  
 1 – щелевые уплотнения; 2– корпус ТНА; 3 – вал; 4 – импеллер;  
 5 – радиально-упорный подшипник; 6 – разгрузочные отверстия; 7 – насос;  
 $D_1, D_2, D_3$  – диаметры щелевых уплотнений

Усилие, создающееся действием давления жидкости на разные площади с одной и другой стороны крыльчатки насоса, уравнивает осевые усилия, действующие на ротор со стороны турбины, насосов, импеллеров и других элементов конструкции ротора.

Разницу диаметров уплотнений определяют расчётом и уточняют при экспериментальной отработке агрегата.

**Преимущества:**

Такая схема разгрузки отличается *простотой конструкции и малым объемом отработки*.

**Недостатки:**

Однако она *не позволяет разгрузить опоры ротора от осевых усилий, вызванных влиянием допусков на изготовление агрегата и изменением режимов работы ТНА*.

Этот вариант применяли, как правило, в ТНА *двигателей без дожигания* генераторного газа.

Нерегулируемую разгрузку в ТНА двигателей с дожиганием генераторного газа использовали только в ранних разработках.

*Регулируемую* разгрузку (рис. 5) осуществляют *подбором требуемого давления в разгрузочной полости при гидравлических испытаниях* насоса.

Требуемую величину давления обеспечивают установкой дросселя (жиклёра) в линии слива жидкости из разгрузочной полости.

Регулируемая разгрузка частично компенсирует влияние допусков на изготовление насоса.

**Преимущества:**

Достоинством такого способа разгрузки является *простота регулирования (настройки) осевого усилия* в процессе отработки агрегата.

**Недостатки:**

– эта разгрузка *не позволяет компенсировать изменение осевого усилия, вызванное изменением режимов работы ТНА и допусками на изготовление турбины*.

– в указанной конструкции *диапазон изменения давления в разгрузочной полости ограничен напором импеллера*, питающего полость жидкостью.

*С увеличением давлений в полостях насосов и турбины диапазон регулирования разгрузочного усилия данным способом становится недостаточным.*

Поэтому регулируемая разгрузка распространена, как правило, в двигателях *без дожигания генераторного газа.*

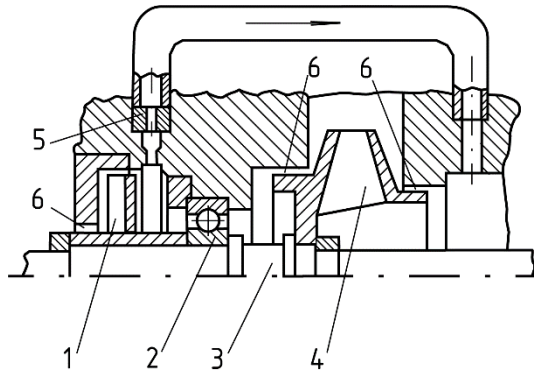


Рис.5. Схема регулируемой (настраиваемой) разгрузки ротора ТНА от осевых усилий:

1 – импеллер; 2 – радиально-упорный подшипник; 3 – вал; 4 – насос;

5 – сменный дроссель (жиклёр) перепуска жидкости из полости между импеллером и насосом на вход в насос; 6 – щелевые уплотнения

В последних разработках двигателей с дожиганием генераторного газа основным видом (способом) разгрузки опор ТНА от осевых усилий является **автоматическая разгрузка** (рис. 6), которая осуществляется подвижным в осевом направлении ротором.

Осевое усилие компенсируется путем *изменения сопротивления жидкости, проходящей через регулируемую щель.*

Изменение проходного сечения регулирующей щели, а следовательно, и гидравлического сопротивления жидкости вызывается перемещением ротора под воздействием неуравновешенного осевого усилия.

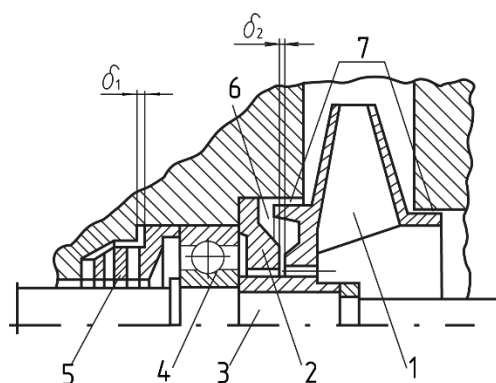


Рис.6. Схема автоматической разгрузки ротора ТНА от осевых усилий:

1 – насос; 2 – корпус автомата разгрузки; 3 – вал; 4 – подшипник, имеющий возможность смещаться в осевом направлении вместе с ротором ТНА; 5 – пружина предварительного натяга; 6 – разгрузочная полость; 7 – щелевое уплотнение;  
 $\delta_1$  – осевой зазор в опоре;  $\delta_2$  – регулирующая щель автомата разгрузки

При постоянной площади щелевого уплотнения на входе в разгрузочную полость изменение зазора в торцевой регулирующей щели приводит к изменению давления жидкости в разгрузочной полости на величину, необходимую для уравнивания ротора.

**Преимущества:**

Достоинством автоматической разгрузки является **возможность компенсировать весьма значительные осевые усилия**, которые воздействуют на ротор из-за:

- несбалансированности осевых сил насосов и турбины,
- влияния допусков на изготовление,
- изменения режимов работы двигателя.

Устройство автоматической разгрузки следует располагать **как можно ближе к упорному подшипнику**, благодаря чему достигается минимальное влияние силовых и термических деформаций ротора и корпуса на работу этого устройства.

### 3 ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ОПОР ТНА С ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ

В современных конструкциях ТНА в опорах роторов используют шарикоподшипники. Известно, что с увеличением размеров тел качения (увеличением серии подшипников) повышается несущая способность, но снижается допустимая быстроходность подшипника.

Тщательная разгрузка ротора от осевых и радиальных усилий способствовала применению в ТНА, как правило, радиальных шарикоподшипников легкой серии, обладающих высокой быстроходностью.

Такие шарикоподшипники используют в качестве как радиальных, так и радиально-упорных.

**Повышенный радиальный зазор** в подшипнике способствует **проскальзыванию тел качения**, что ведет к **снижению ресурса** подшипников.

При **малом зазоре** из-за натяга по посадке внутреннего кольца подшипника или из-за **разницы термических деформаций** вала и корпуса, в особенности в криогенных насосах, может произойти **заклинивание** подшипника.

Поэтому в ТНА применяют обычно радиальные шарикоподшипники с радиальным зазором по третьему, реже по второму ряду.

В качестве твердой смазки на наружное и внутреннее кольца подшипников наносят свинцовое покрытие.

Для повышения стойкости подшипника к возгоранию в среде жидкого кислорода в качестве твердой смазки используют *серебряное покрытие*.

Подшипники ТНА выполняют с *массивными клепаными сепараторами* из стали, алюминиевых сплавов, бронзы или фторопласта-4.

Шарикоподшипник с сепаратором из фторопласта-4 (рис.7) обладает самосмазывающими свойствами из-за переноса при вращении фторопласта на тела качения.

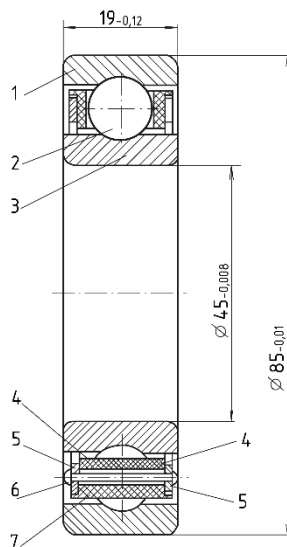


Рис.7. Типовая конструкция шарикового подшипника ТНА  
(шарикоподшипник 35-209Ю10)

1 – обойма наружная (сталь 95Х18Ш); 2 – шарик (сталь 95Х18Ш); 3 – обойма внутренняя (сталь 95Х18Ш); 4 – сепаратор (фторопласт-4); 5 – шайба (латунь Л63);  
6 – заклёпка (сталь 08Х18Н10); 7 – втулка (трубка сталь 12Х16Н9-А).

Радиальный зазор: наименьший – 0,032 мм; наибольший – 0,047 мм.

Покрытие внутренней и наружной обоек серебром толщиной 0,002...0,004 мм

Для обеспечения осевой подвижности ротора и нормального функционирования автомата осевой разгрузки наружное кольцо шарикоподшипника устанавливают с минимальным гарантированным зазором.

Обычно величина диаметрального зазора находится в пределах 0,00...0,05 мм. Внутреннее кольцо устанавливают с минимальным зазором 0,00...0,02 мм или при массивных роторах с натягом 0,00...0,03 мм.

Для облегчения монтажа подшипника с натягом на вал иногда наносят серебряное покрытие.

В некоторых конструкциях ТНА применяют шарикоподшипники с разъемным внутренним кольцом. В таких подшипниках можно увеличить угол контакта тел качения, что повышает несущую способность подшипника по отношению к осевым нагрузкам.

Однако с увеличением угла контакта сильнее проявляется *верчение тел качения в подшипнике*.



Шарикоподшипники с увеличенным углом контакта в современных конструкциях ТНА с автоматическими разгрузочными устройствами практически не используются.

В шарикоподшипниках с разъемным кольцом сепаратор может выполняться в виде *однoцельной* детали без заклёпок.

Это повышает его работоспособность, а *исключение заклёпок позволяет повысить несущую способность подшипника* из-за увеличения количества шариков.

Применение подшипника с сепаратором без заклёпок и разъемным внутренним кольцом целесообразно *при малом размере вала*, так как наличие в сепараторе отверстий под заклёпки при малом его диаметре может заметно снизить прочность.

В опорах могут устанавливаться как одиночные шарикоподшипники, так и сдвоенные – так называемые *дуплексы* (рис. 8).

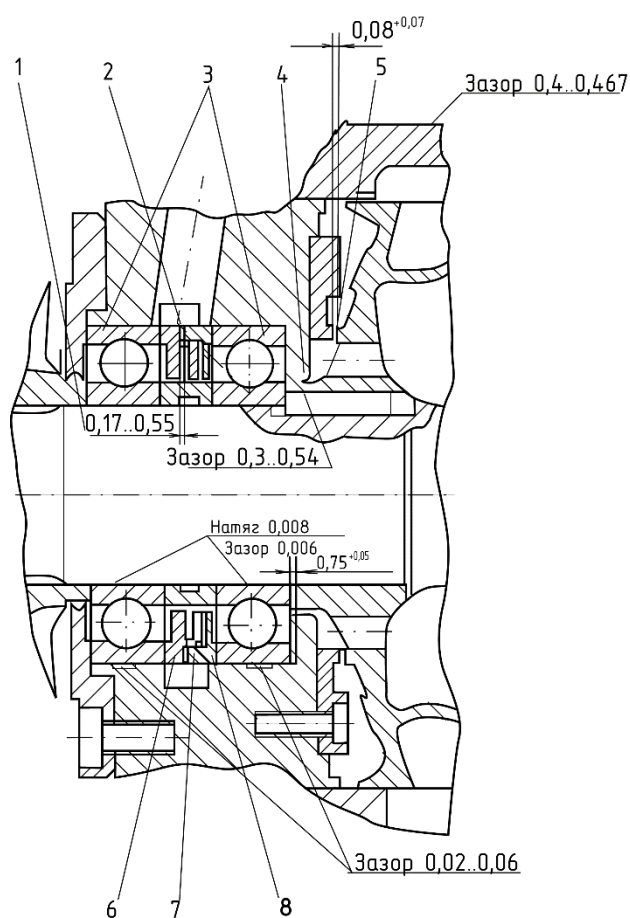


Рис.8. Опора ТНА со сдвоенными шариковыми подшипниками:  
 1 – вал; 2 – кольцевая щель; 3 - подшипники; 4 –щелевое уплотнение;  
 5 – регулирующая щель автомата разгрузки ротора от осевых усилий;  
 6, 8 – распорные кольца; 7 – кольцевая пружина

*Дуплексы* не наши широкого применения в ТНА. Их устанавливают только в тяжело-нагруженных роторах, например, водородных насосов (рис. 8).

Оба подшипника дуплекса при соответствующем подборе размеров распорных колец, устанавливаемых между наружными и внутренними кольцами, могут воспринимать осевые нагрузки.

Однако установка дуплекса в целях повышения несущей способности подшипника по отношению к осевой нагрузке не оправдала себя ввиду *сложности подбора размеров распорных колец и нарушения работы дуплекса при износе наружного распорного кольца*.

Поэтому дуплекс может применяться *как опора с резервированием шарикоподшипников при воздействии осевой нагрузки и для уменьшения радиальной нагрузки на шарикоподшипник*.

При установке *между наружными кольцами шарикоподшипников* пружинного распорного кольца с ограниченным ходом после износа одного шарикоподшипника осевое усилие воспринимает второй подшипник (рис. 8).

Дуплекс поставляется подшипниковым заводом как единый комплект, в котором подшипники подбирают по осевой игре и размерам внутренних и наружных колец.

В опорах *закритических* роторов целесообразно устанавливать *упругодемпферные опоры* (УДО).

Их можно устанавливать в одной или обеих опорах.

УДО снижают критические частоты ротора и обеспечивают демпфирование колебаний ротора.

Выбором требуемой жёсткости УДО достигают исключения резонансных частот в рабочем диапазоне частот вращения ротора.

При разгоне и выбеге ротор переходит через резонансную частоту. В результате демпфирования УДО снижают нагрузки на опоры и перемещения ротора при переходе через резонансную частоту.

В роторных машинах имеется большое разнообразие конструкций УДО. В ТНА часто применяют УДО типа колец Аллисона (рис. 9).

Разновидностью такой опоры является кольцо, опирающееся на смещённые в окружном направлении выступы наружного корпуса и внутренней втулки.

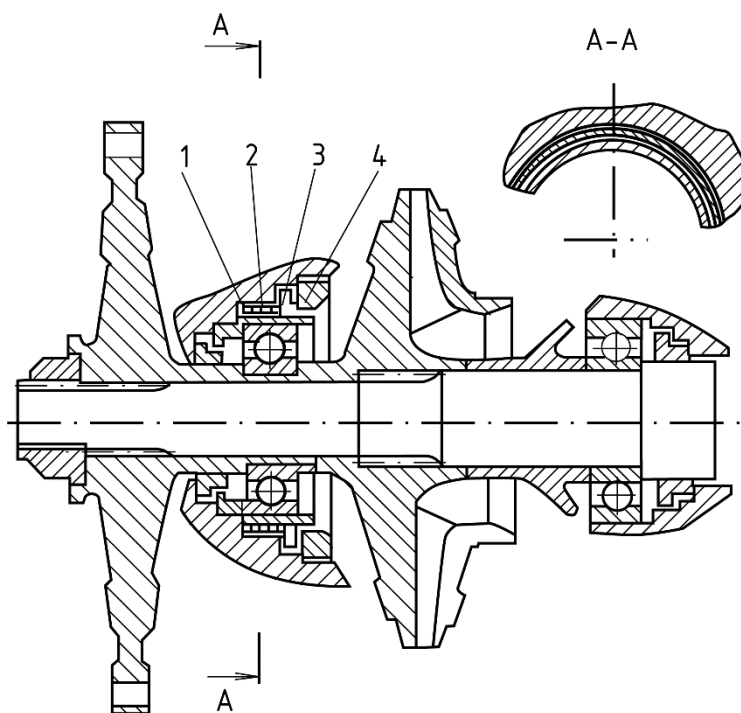


Рис.9. Упруго-демпферная опора ТНА с кольцом Аллисона:

- 1 – подшипник; 2 – демпфирующее кольцо;  
3 – фиксирующие выступы; 4 – втулка

Достаточно эффективна конструкция водородного насоса с пластинчатыми УДО (рис. 10), разработанная совместно **КБХА** и **КуАИ**. Эта опора состоит из 22 волнистых пластин, изготовленных из ленты никелевого сплава 36НХТЮ (ЭИ 702). Пластины имеют осевой разрез, в который входит фиксирующий выступ крышки.

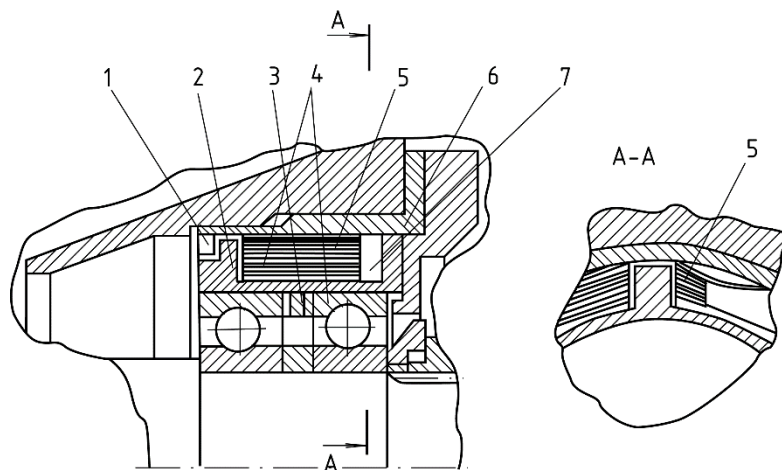


Рис.10. Пластинчатая упруго-демпферная опора ТНА:

- 1 – подшипник; 2 – демпфирующее кольцо; 3 – фиксирующие выступы; 4 – втулка

Пластинчатые УДО имеют значительное преимущество перед кольцами Аллисона, так как обладают в четыре - пять раз большей степенью демпфирования.

Пластинчатые УДО устанавливают с натягом, т.е. высота волны пакета пластин больше разности радиусов корпуса и втулки в месте установки пакета.

В некоторых конструкциях роторов ТНА в опорах применяют **пружины предварительного натяга шарикоподшипников**. Назначение пружин предварительного натяга многофункционально.

Пружины *устраняют осевые зазоры в подшипниках и создают в них заданное осевое усилие, что снижает вероятность проскальзывания шариков, особенно при значительных градиентах частоты* вращения ротора.

При использовании автоматов разгрузки достигается эффективная разгрузка подшипников от осевого усилия, что может способствовать проскальзыванию шариков.

Поэтому *для достижения повышенного ресурса подшипников с автоматами осевой разгрузки целесообразно применять пружины предварительного натяга*.

При перепаде давления на наружном кольце и сепараторе, вызванном расходом охлаждающей жидкости или различной закруткой жидкости по обе стороны подшипника, в последнем создается эффект предварительного натяга из-за перепада давлений.

**Предварительный натяг** повышает жёсткость опоры, что является простым средством повышения критической частоты вращения при недостаточном запасе по отношению к рабочей частоте вращения.

Предварительный натяг подшипников может использоваться также для снижения ударных нагрузок на подшипник при транспортировке, гидроударах в насосах и повышенных градиентах давления газа в турбине, например, при запуске или останове.

С помощью пружин предварительного натяга можно при сборке устанавливать роторы в рабочее положение, что часто оказывается целесообразным в двухвальных роторах для уменьшения взаимного влияния автоматов осевой разгрузки через усилие трения в шлицевых соединениях рессоры.

Задача применения предварительного натяга наиболее просто решается в опорах с дуплексом (рис. 8, 10), где между наружными кольцами подшипников устанавливают кольцевую пружину.

Предварительный натяг одиночных подшипников может осуществляться, например, с помощью прорезных пружин, устанавливаемых, как показано на рис. 11.

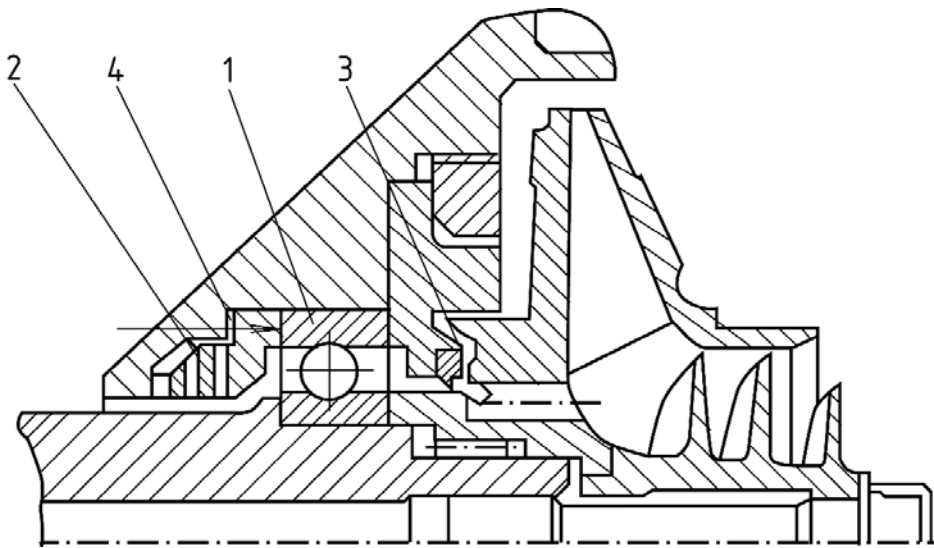


Рис.11. Опора ТНА с предварительным натягом одиночного подшипника:

- 1 – подшипник; 2 – пружина предварительного натяга;  
3 – полость автомата разгрузки ротора от осевых усилий; 4 – осевой зазор в опоре

**Пружины** могут изготавливаться из стали 36НХТЮ (ЭИ 702) или из бериллиевой бронзы БрБ2.

Обычно шарикоподшипники смазывают и охлаждают рабочей жидкостью насоса.

**Схема охлаждения должна удовлетворять следующим основным требованиям:**

- **температура** жидкости, подводимой на охлаждение подшипника, должна быть **минимальной**;
- **давление** жидкости должно быть **достаточным** для исключения кавитации в подшипнике;
- охлаждение должно оказывать **минимальное влияние на экономичность насоса**.

Наиболее распространены **три схемы охлаждения** подшипников:

- **протоком утечек** жидкости **из насоса**;
- **перепуском** жидкости **из полости повышенного давления**;
- прокачкой жидкости **от автономного насоса**.

Охлаждение подшипника **утечками** жидкости осуществляется протоком жидкости **через уплотнение**, например, **между насосами** повышенного и пониженного давлений (см. рис. 6) или **между насосом и турбиной** (рис. 9).

Охлаждение **перепуском** жидкости обеспечивают **либо подводом** жидкости в полость подшипника **с выхода крыльчатки** или насоса, либо отводом жидкости **из полости подшипника на вход в насос**.

**Прокачка** жидкости от автономного насоса может иметь различные конструктивные исполнения.

Роль автономного насоса может играть открытая крыльчатка (см. рис. 5), выполненная по типу импеллера, или винтовой насос с винтовой нарезкой на роторе и цилиндрической поверхностью в корпусе.

В качестве автономного насоса может использоваться и тыльная сторона примыкающего к подшипнику импеллера или вращающийся сепаратор самого подшипника (рис. 11).

Схему охлаждения подшипника выбирают в каждом конкретном случае с учётом выполнения указанных выше требований.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В результате выполнения лабораторной работы студенты, изучив конструкцию опор роторов, применяемых в ТНА ЖРД, требования к опорам и способы их реализации, а также пути принятия конструкторских решений при проектировании опор, получают необходимые знания и навыки, которые будут использованы ими в процессе дальнейшего обучения, при курсовом и дипломном проектировании.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Белоусов, А.И. Расчёт на прочность дисков и крыльчаток турбомашин методом конечных разностей с помощью ЭВМ: методические указания / А. И. Белоусов, В. А. Камынин. – Куйбышев: Издательство КуАИ, 1982. – 35 с.: ил.
2. Гахун, Г.Г. Конструкция, в проектирование жидкостных ракетных двигателей / Г.Г. Гахун, В.И. Баулин, В.А. Володин и др. – Москва: Машиностроение. 1989. – 424 с.
3. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: учебное пособие / А. И. Белоусов и др. – Куйбышев: Издательство КуАИ, 1974. – 136 с. : ил.
4. Овсинников, Б.В. Теория и расчёт агрегатов питания ЖРД: учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. / Б. В. Овсинников, Б. И. Боровский. – Москва: Машиностроение, 1979. – 344 с.: ил.