

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»  
(Самарский университет)

*А.В. ИВАНОВ, В.С. МЕЛЕНТЬЕВ, А.С. ГВОЗДЕВ*

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД

Рекомендовано редакционно-издательской комиссией института двигателей  
и энергетических установок в качестве электронного учебного пособия

САМАРА

Издательство Самарского университета

2017

УДК 621.453/.457(075)

*Рецензент д-р техн. наук, проф. В. Б. Балякин*

**Иванов Андрей Владимирович**

**Проектирование турбонасосного агрегата ЖРД:** электрон. учеб. пособие / *А.В. Иванов, В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев.* – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – Электрон. и граф. дан. (31,2 Мбайт). – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В учебном пособии изложена последовательность действий при проектировании ТНА, даны основные соотношения для выполнения расчетов, а также необходимая справочная информация. Пособие предназначено для курсового проекта по дисциплинам «Конструкция и проектирование ракетных двигателей» и «Конструкция аэрокосмических аппаратов», а также для дипломного проектирования.

Учебное пособие предназначено для подготовки магистров и специалистов института «Двигателей и энергетических установок» и рекомендовано для обучения студентов по направлениям подготовки 24.05.01, 24.04.05, 24.05.02 – «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплины «Ракетные двигатели» в 6 семестре, «Проектирование высокоэффективных турбомашин» в 1 семестре, «Конструкция и проектирование ракетных двигателей» в 8, 9, 10 семестрах, «Конструкция аэрокосмических аппаратов» в 3 семестре.

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского университета.

УДК 621.453/.457(075)

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Исходные данные для проектирования.....	6
2. Выбор материалов.....	10
3. Конструктивные схемы ТНА.....	16
4. Объёмное моделирование деталей ТНА.....	27
5. Расчет вала на кручение.....	53
6. Выбор опор.....	60
7. Выбор и расчет шлицевых соединений.....	73
8. Расчет на прочность рабочих колес насоса и турбины.....	81
8.1. Расчет на прочность рабочего колеса турбины.....	81
8.1.1. Напряжения в лопатках рабочего колеса турбины от действия центробежных сил.....	82
8.1.2. Прочность дисков турбин ТНА.....	84
8.2. Расчет напряжений в дисках центростремительных турбин и крыльчаток насосов.....	87
8.3. Определение запасов прочности по разрушающим оборотам.....	89
9. Уплотнение между насосом и турбиной, уплотнения проточной части.....	94
9.1. Расчет импеллерного уплотнения.....	94
9.2. Расчет щелевого уплотнения.....	96
9.3. Расчет лабиринтного уплотнения.....	97
10. Расчет осевых сил. Выбор параметров уплотнений насоса. Расчет утечек.....	99
10.1. Осевые силы, действующие на рабочее колесо шнекоцентробежного насоса.....	100
10.2. Рабочее колесо газовой турбины. Осевая турбина.....	102
10.3. Центростремительная турбина.....	103
10.4. Гидродинамическое импеллерное уплотнение.....	105
10.5. Распределение давления по длине ротора.....	106
10.6. Компенсация осевых сил.....	107
11. Выбор и расчет крепежных элементов ротора.....	113
12. Выбор типа, определения основных размеров подводящего и отводящего устройств насоса и турбины, их прочностной расчет.....	115
13. Выбор и расчет крепежных элементов фланцевых разъемов.....	131
14. Проектирование меридионального сечения ТНА.....	133
15. Сборка объёмной модели ТНА.....	139
16. Расчет критической частоты вращения и форм колебаний ротора.....	153
17. Расчет радиальных нагрузок, действующих на опоры	

ротора.....	166
18. Расчет контактных напряжений и долговечности подшипников.....	170
19. Чертёж общего вида.....	175
20. Описание конструкции.....	179
21. Оформление пояснительной записки.....	179
Приложение А.....	181
Приложение Б.....	184
Приложение В.....	186
Приложение Г.....	189
Приложение Д.....	193
Приложение Е.....	198
Приложение Ж.....	200
Приложение И.....	202
Приложение К.....	205
Приложение Л.....	207
Приложение М.....	209
Приложение Н.....	211
Библиографический список.....	213

## **ВВЕДЕНИЕ**

Одним из основных агрегатов, определяющих основные характеристики и надежность ЖРД, является турбонасосный агрегат. Составной частью изучения турбонасосных агрегатов является проектирование турбонасосного агрегата, включая разработку конструкции и проектировочные прочностные расчеты. В учебном пособии изложена последовательность действий при проектировании ТНА, даны основные соотношения для выполнения расчетов, а также необходимая справочная информация. Учебное пособие предназначено для курсового проекта по дисциплинам «Конструкция и проектирование ракетных двигателей» и «Конструкция аэрокосмических аппаратов», а также дипломного проектирования.

Учебное пособие предназначено для подготовки магистров и специалистов института «Двигателей и энергетических установок» и рекомендовано для обучения студентов по направлениям подготовки 24.05.01, 24.04.05, 24.05.02 – «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплины «Ракетные двигатели» в 6 семестре, «Проектирование высокоэффективных турбомашин» в 1 семестре, «Конструкция и проектирование ракетных двигателей» в 8, 9, 10 семестрах, «Конструкция аэрокосмических аппаратов» в 3 семестре.

## 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Исходными данными для проектирования являются основные геометрические размеры крыльчатки и шнека насоса (рис. 1.1 а, б), рабочего колеса и соплового аппарата турбины (рис. 1.2 а, б), основные гидравлические и газодинамические параметры насоса и турбины. К ним относятся:

- диаметр втулки крыльчатки насоса,  $D_{вт}$ , мм;
- диаметр средней линии лопаток крыльчатки насоса,  $D_1$ , мм;
- диаметр входа в крыльчатку насоса,  $D_0$ , мм;
- ширина крыльчатки на входе,  $b_1$  мм;
- диаметр крыльчатки на выходе,  $D_2$ , мм;  $h$
- ширина крыльчатки на выходе,  $b_2$ , мм;
- длина шнека по втулке,  $l_{ш}$ , мм;
- наружный диаметр шнека,  $D_{2ш}$  мм;
- диаметр втулки на входе в шнек,  $D_{вт ш1}$ , мм;
- диаметр втулки на выходе в шнек,  $D_{вт ш2}$ , мм;
- средний диаметр соплового аппарата осевой турбины,  $D_{ср}$ , мм;
- высота лопатки соплового аппарата осевой турбины,  $h_{сА}$ , мм;
- ширина лопаток соплового аппарата осевой турбины,  $b_{сА}$ , мм;
- корневая перекрыша рабочего колеса осевой турбины,  $\Delta h_k$ , мм;
- высота лопаток рабочего колеса осевой турбины,  $h_{рк}$ , мм;
- ширина лопаток рабочего колеса осевой турбины,  $b_{рк}$ , мм;
- диаметр выхода из соплового аппарата центростремительной турбины,  $D_{са цт}$ , мм;
- высота лопаток соплового аппарата центростремительной турбины,  $h_{са цт}$ , мм;
- ширина лопаток соплового аппарата центростремительной турбины,  $b_{са цт}$ , мм;
- диаметр на входе рабочего колеса центростремительной турбины,  $D_{1цт}$ , мм;
- ширина лопатки рабочего колеса центростремительной турбины на входе,  $b_{рк цт1}$ , мм;
- диаметр средней линии лопаток рабочего колеса центростремительной турбины на входе,  $D_{2цт}$ , мм;
- ширина лопаток рабочего колеса центростремительной турбины на выходе,  $b_{рк цт2}$ , мм;
- диаметр выхода из рабочего колеса центростремительной турбины,  $D_{вых цт}$ , мм;

- диаметр втулки рабочего колеса центробежной турбины,  $D_{\text{вт цт}}$ , мм;
- рабочее тело насоса;
- давление на входе в насос,  $p_{\text{вх}}$ , МПа;
- мощность насоса,  $N$ , кВт;
- массовый расход через насос,  $\dot{m}$ , кг/с;
- температура на входе в насос  $T_{\text{н}}$ , К;
- КПД насоса,  $\eta_{\text{н}}$ , %;
- частота вращения ротора насоса,  $n$ , об/мин;
- давление на входе в турбину  $p_{\text{вхт}}$ , МПа;
- степень понижения давления на турбине,  $\pi_{\text{т}}$
- температура на входе в турбину,  $T_{\text{т}}$ , К.

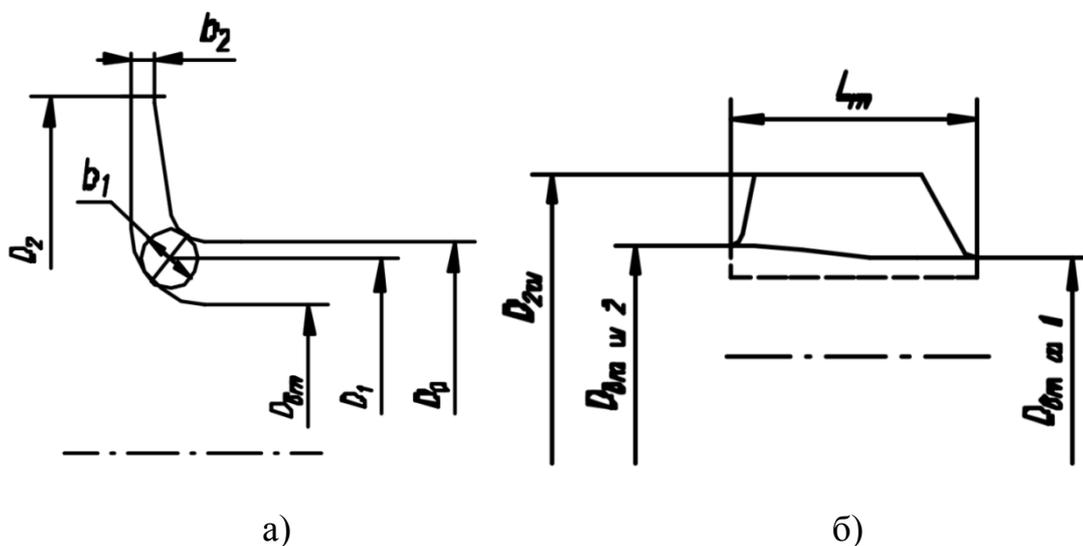


Рис. 1.1. Схема основных геометрических размеров рабочих колес насоса  
а) – крыльчатка; б) шнек

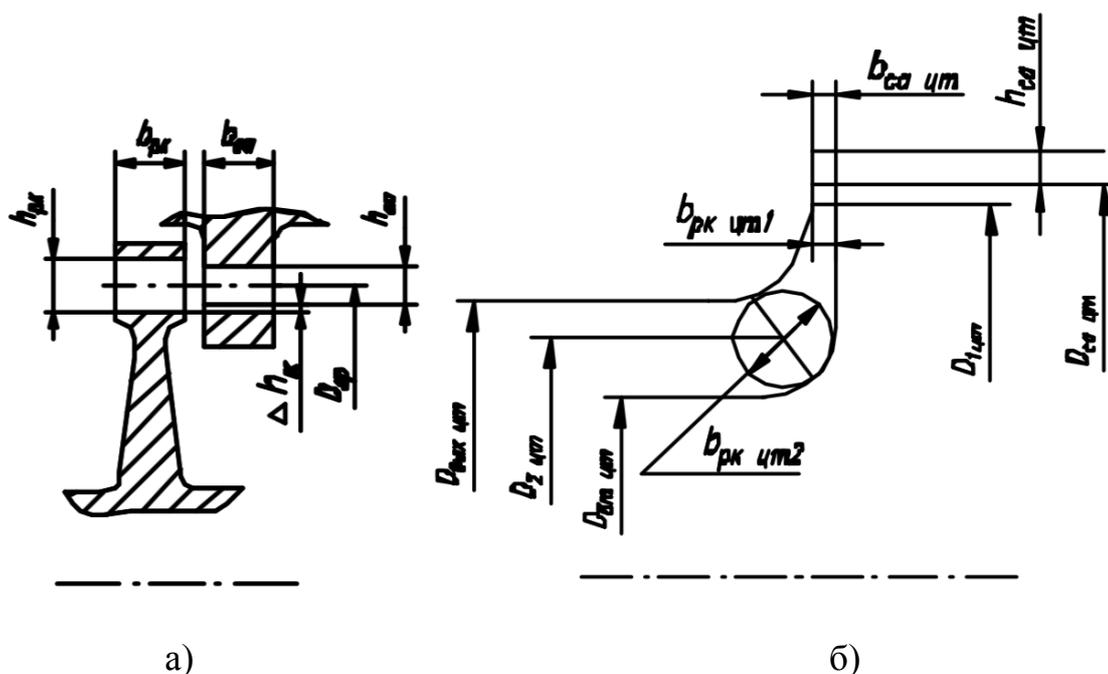


Рис. 1.2. Схема основных геометрических размеров рабочих колес турбины  
 а) – осевая турбина; б) центробежная турбина

Задание на выполнение курсового проекта.

При выполнении курсового проекта студент должен выполнить следующие работы:

1. Выбрать материалы для изготовления составных частей ТНА, обосновать выбор материалов с учетом условий эксплуатации (свойств рабочего тела, давления и температуры рабочего тела).

2. Разработать конструктивную схему ТНА, обосновать оптимальность её применения для заданных условий эксплуатации.

3. Выполнить расчет вала на кручение, определить минимальный допустимый диаметр вала для выбранных материалов.

4. Выбрать опоры ротора, обосновать выбор опор ротора с выполнением необходимых расчетов.

5. Выбрать шлицевые соединения для элементов ротора ТНА. Выполнить их расчеты на срез и смятие. Определить длину шлицевых соединений.

6. Построить меридиональное сечение крыльчаток и рабочих колес турбины. Определить их разрушающие частоты вращения. Выполнить оптимизацию толщины дисков крыльчаток и турбин. Выполнить расчет напряжений в корневом сечении лопатки (для осевой турбины).

7. Выполнить проверочный расчет вала на кручение, в том числе ступиц рабочих колес насоса и турбины.

8. Выбрать тип уплотнения между насосом и турбиной, типы

уплотнений проточной части насоса и турбины. Обосновать выбор типа уплотнения для каждого случая. Выполнить расчет утечек через уплотнения.

9. Выбрать и рассчитать на прочность крепежные элементы ротора.

10. Выбрать основные размеры подводящего и отводящего устройств насоса и турбины, обосновать выбор, выполнить их расчет и оптимизацию.

11. Спроектировать предварительное меридиональное сечение турбонасосного агрегата в масштабе 1:1, используя ранее полученные данные. Выполнить расчет массы агрегата.

12. Выполнить расчет критических частот вращения ротора в зависимости от жесткости опор. Построить зависимость критической частоты вращения ротора от жесткости опор ротора. Определить необходимую жесткость опор для обеспечения запаса по критической частоте вращения не менее 10 %. При необходимости выполнить корректировку меридионального сечения и повторить расчет критических частот вращения для обеспечения необходимого запаса на жестких подшипниковых опорах.

13. Выполнить расчет радиальных нагрузок, действующих в ТНА. Выполнить расчет радиальных нагрузок, действующих на опоры ротора.

14. Выполнить чертеж общего вида ТНА в соответствии с требованиями ГОСТ 2.118-73 – ГОСТ 2.120-73.

15. Выполнить описание конструкции ТНА, в том числе его функционирования.

16. Оформить пояснительную записку в соответствии с требованиями актуальной версии СТП СГАУ.

*Примечание.* Все расчеты, варианты конструктивных схем, конструкции ТНА и его элементов с соответствующими пояснениями и описаниями, необходимыми для их понимания, должны быть приведены в пояснительной записке.

## 2. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ

Одним из ключевых моментов создания турбонасосного агрегата является выбор материалов для изготовления его элементов. Основными критериями выбора материалов являются:

- стойкость к рабочим средам;
- хладостойкость для элементов конструкции, работающих в среде криогенных компонентов;
- стойкость к водородному охрупчиванию для материалов, работающих в среде жидкого и газообразного водорода;
- высокая прочность и пластичность;
- жаростойкость для материалов, работающих в среде высокотемпературных газов.

Создание современных высокоэффективных ЖРД связано с использованием водорода в качестве рабочего тела. В то же время, практически все конструкционные материалы в большей или меньшей степени подвержены так называемому «водородному охрупчиванию», которое проявляется в снижении механических свойств материалов при контакте с водородосодержащей средой и способствует преждевременному разрушению элементов конструкции.

В результате комплексных исследований стойкости конструкционных материалов в среде водорода было установлено, что двухфазные  $\alpha$ - $\gamma$  – стали переходного класса сильно охрупчиваются газообразным водородом и могут быть использованы только для элементов конструкции, подвергающихся в водороде упругим деформациям.

Было установлено, что степень охрупчивания металлических материалов зависит от давления и состава водородосодержащей среды, рабочей температуры, вида нагружения (одно-, двух-, трехосное или циклическое) и его скорости, температурно-силовой циклограммы работы элемента конструкции. Существенное влияние на работоспособность материалов в водороде оказывает технологический цикл обработки, способный изменить структуру и фазовый состав материала.

В качестве критерия водородостойкости принято использовать коэффициент  $\beta$ , равный отношению какой-либо механической характеристики металла ( $\sigma_B$ ,  $\sigma_{0,2}$ ,  $\delta$ ,  $\psi$  и др.), полученной при испытаниях в водороде, к той же характеристике полученной при испытаниях в инертной среде (на воздухе):

$$\beta = \frac{\bar{X}_{H_2}}{\bar{X}_{н.с.}},$$

где  $\bar{X}$  – среднее значение величины, полученной в опыте.

Основными критериями, дающими наиболее яркое представление о работоспособности материалов в среде водорода, оказались коэффициенты  $\beta_{\psi}^H$ ,  $\beta_{\sigma}^H$ ,  $\beta_N$ , характеризующие снижение пластичности (поперечного сужения) и прочности образца с концентратором напряжений, малоциклового усталости в среде водорода. Использование названных величин необходимо при проведении проектно-конструкторских расчетов.

По степени влияния водорода металлические материалы делят на четыре категории [9, 18]:

- экстремально охрупчиваемые –  $\beta < 0,5$ ;
- сильно охрупчиваемые –  $0,5 < \beta < 0,75$ ;
- слабо охрупчиваемые –  $0,75 < \beta < 0,9$ ;
- незначительно охрупчиваемые –  $\beta > 0,9$ .

Основные трудности в практике создания двигательных установок, работающих на водороде, связаны с обеспечением работоспособности конструкционных материалов, контактирующих с водородом в температурном диапазоне ~170–400 К. Падение свойств металлов в указанном интервале температур обусловлено проявлением обратимой водородной хрупкости, которая максимальна вблизи комнатной температуры. Для этих условий предпочтительно применение слабо и незначительно охрупчиваемых материалов. К ним можно отнести хромоникельмарганцовистые стали со стабильной аустенитной структурой, никельжелезистые сплавы, содержащие 30–45 % никеля, не упрочненные термической обработкой алюминиевые сплавы со структурой твердого раствора, медь и её сплавы с серебром, хромистые бронзы и другие материалы со структурой гранцентрированного куба.

Стали со структурой метастабильного аустенита, аустенитные с интерметаллидным упрочнением, группа сплавов на никелевой основе, содержащих более 50 % никеля и около 5 % элементов-упрочнителей, бериллиевые бронзы относятся к классу слабоохрупчиваемых. На рис. 2.1 приведены сравнительные характеристики работоспособности некоторых конструкционных материалов в среде газообразного водорода комнатной температуры.

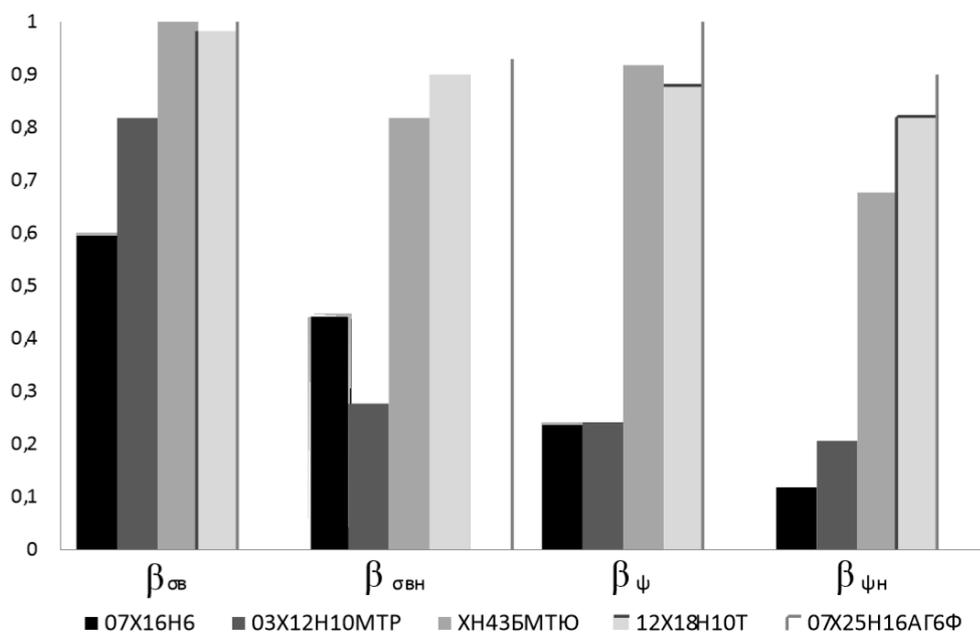


Рис. 2.1. Сравнительные характеристики стойкости материалов в водороде

При работе насоса и турбины на окислителе или окислительном газе актуальной является задача обеспечения стойкости к возгоранию [12]. Эта проблема решается как конструктивными мероприятиями, так и выбором конструкционных материалов. В связи с этим проблема воспламенения и горения конструкционных материалов (КМ) в потоке окислителя высокого давления в последние несколько десятилетий находится в центре внимания исследователей, конструкторов – разработчиков ЖРД, металлургов и технологов. Результаты проведенных исследований позволяют осуществлять разработку и эксплуатацию ЖРД с дожиганием окислительного газа на топливе кислород – керосин при давлении до 60 МПа и номинальной температуре на турбине до 800 К.

Преимущество решений комплекса научных технологических и конструкторских проблем возгорания КМ в потоке окислителя и окислительного газа, используемых в отрасли, позволила создать семейство двигателей РД170 (РД180, РД171М, РД191) и РД0124 (РД0124, РД0124А). Успехи в отработке двигателей РД180, РД191 связаны с применением конструкторско-технологических мероприятий, обеспечивающих защиту КМ газовых и жидкостных трактов окислителя от воздействия инициаторов зажигания.

С позиции тепловой теории зажигания горению веществ, способных к химическому превращению с выделением теплоты, всегда предшествует процесс зажигания. Физическая сущность этого процесса заключается в разогреве вещества за счет подвода энергии от внешнего источника до так

называемой температуры зажигания, при повышении которой начинается быстрое химическое превращение (горение). Температура зажигания веществ всегда намного выше начальной температуры вещества и близка к температуре самовоспламенения вещества.

Одна из особенностей зажигания как процесса заключается в том, что создание условий при разогреве вещества для протекания быстрой реакции происходит вынужденно, за счет подвода теплоты от внешнего, локального источника энергии, а не за счет накопления теплоты, выделяющейся в процессе развития самой химической реакции (как при самовоспламенении).

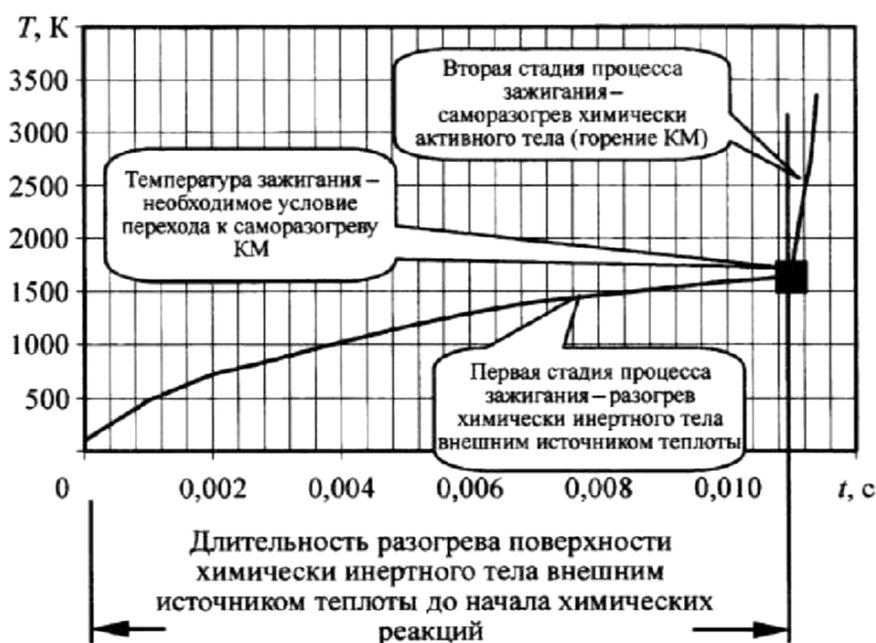


Рис. 2.2. Развитие процесса зажигания конструкционных материалов

На рис. 2.2 показана стадийность процесса зажигания, характерное изменение темпа разогрева при нестационарной теплопроводности и саморазогреве за счет теплоты химических реакций, которые развиваются в КМ при повышении температуры зажигания.

Воздействие инициатора, при котором происходит только разогрев КМ и не достигается температура зажигания, является допустимым. Условия воздействия инициаторов зажигания, при которых в потоке окислителя не должно привести к зажиганию КМ ни при каких условиях.

Понимание ответственности принятой идеологии основано на том, что результаты исследований являются исчерпывающими для установления минимальных значений критических параметров инициаторов зажигания КМ во всем диапазоне параметров потока кислорода. Преимущества такого подхода очевидны: возможен контроль инициаторов зажигания, поиск и

внедрение новых эффективных и относительно недорогих способов защиты от возгорания.

В настоящее время накоплен экспериментальный и расчетный материал по допустимым и критическим параметрам инициаторов зажигания КМ, отличающихся составом, в широком диапазоне параметров потока окислителя. Как правило, определение допустимых и критических воздействий инициаторов зажигания в различных условиях проводится на специально разработанных установках, моделирующих сложную картину течения окислителя и окислительного газа в трактах двигателя.

В соответствии с результатами экспериментов к инициаторам зажигания отнесены самовоспламеняющиеся в потоке окислительного генераторного газа на поверхности КМ металлические частицы; самовоспламеняющиеся накопления органических веществ; зажигание может инициироваться трением при контакте и относительном перемещении элементов уплотнений ТНА, а также при фреттинг-коррозии сопрягаемых поверхностей и (или) саморазогреве пластически деформируемых участков, вызванном вибронегрузками и пульсациями давления в трактах двигателя.

Механизм инициирования зажигания КМ непосредственно связан с выделением теплоты и локальным разогревом КМ до температуры зажигания. Важно, что других механизмов зажигания в жидком кислороде и высокотемпературном генераторном газе не выявлено. Исследователям удалось решить задачи, связанные с определением границ зажигания от воздействия инициаторов на КМ, обоснованием достаточности выбранных запасов стойкости КМ к зажиганию, а в ряде случаев исключить возможность развития процесса зажигания КМ. Обобщение результатов экспериментов по зажиганию КМ при воздействии металлических частиц, перемещаемых потоком высокотемпературного генераторного газа; тарированного источника теплоты, самовоспламеняющихся органических веществ; трения пар материалов в потоке жидкого кислорода связано с определением критических параметров и преобразованием их в тепловые характеристики инициаторов зажигания.

На практике для характеристики опасности, например, металлических частиц, достаточно указать их массу и размер, при оценке загрязнений внутренних полостей двигателя достаточно знать массу этих загрязнений, а при оценке допустимости контактного взаимодействия неподвижной и вращающейся деталей – линейную скорость перемещения и контактное давление или усилие. Весьма информативным является сопоставление теплового критического воздействия в одном и том же диапазоне температур окислителя для определения минимальных тепловых критических

параметров инициаторов. Если определение тепловых параметров инициаторов зажигания по результатам экспериментов не представляется возможным, то используют результаты расчетов нестационарного разогрева КМ локальным, модельным источником теплоты в широком диапазоне определяющих параметров.

Обобщение результатов экспериментов по зажиганию и расчетов по определению тепловых параметров модельных источников теплоты в сопоставимых условиях позволяет оценить тепловые критические параметры инициаторов зажигания в широком диапазоне температуры, давления, скорости течения окислителя и сформировать систему представлений о процессе зажигания конструкционных материалов ЖРД.

Экспериментально определены особенности процесса поверхностного горения сталей и никелевых сплавов с содержанием никеля менее 65 %, являющегося переходным от зажигания к самоподдерживающемуся горению. В широком диапазоне температур окислителя процесс поверхностного горения, инициируемый зажиганием никелевых сплавов высокоинтенсивным источником теплоты, может локализоваться. Показана опасность развития этого процесса, проявляющаяся в потоке кислорода, движущемся в поле центробежных сил, по щелевым каналам на протяженных поверхностях элементов конструкции.

Получены экспериментальные и расчетные материалы, которые подтверждают защитные свойства таких металлов, как медь, никель, серебро и сплавов на их основе – не поддерживать горение в потоке кислорода при температуре 90–900 К.

Показано, что наиболее распространенной причиной зажигания конструкционных материалов является зажигание частицами АМг-6, который является основным материалом для изготовления баков ракет - носителей. Критические параметры зажигания никелевых сплавов и сталей частицами АМг-6 определены как минимальные значения температур зажигания и минимальные массы порций частиц, подаваемых в трак окислительного генераторного газа. Температура зажигания чрезвычайно чувствительна к составу конструкционных материалов. Это подтверждается изменением критической температуры зажигания сталей и сплавов с различным содержанием никеля при испытаниях на модельных установках (табл. 2.1). До температур 1000 К никель, кобальт и медь не зажигаются от воздействия частиц АМг-6 любой массы.

Таблица 2.1

## Критические параметры сталей и сплавов

Сплав	Содержание никеля, %	Температура загорания, К	Примечание
12Х18Н10Т	9–10	770–790	Масса частиц – 0,05 г, диаметр частиц – не более 0,4 мм, давление газа – 16 МПа
ХН56ВКМТЮБ (ЭП741)	56	860	
ХН55МБЮ (ЭП666)	55	870	
ХН58МБЮД (ЭК61)	58	870	
ХН59МВТКЮЛ (ЖСЗ-ДК)	59	940	
ХН67МВТЮ (ЭП202)	67	950	
ХН73МБТЮ (ЭИ698)	72	1000	
ХН78 (ЭИ435)	77	Свыше 1130	
НП2	99	Свыше 1230	

Таким образом, для использования в среде кислорода и высокотемпературного генераторного окислительного газа предпочтительным является применение конструкционных материалов с высоким содержанием никеля. Основные характеристики рекомендуемых материалов и область их использования приведены в прилож. А–Н [6, 7, 16].

### 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ТНА

Конструктивная система охватывает всю область концепций конструкции, т.е. всю область возможных решений. Однако отразить их сразу невозможно. Можно лишь последовательно и дискретно рассматривать отдельные решения (концепции конструкции), включая и альтернативные.

Категорией, отражающей только одну концепцию конструкции, одно решение для соответствующей цели, является конструктивная схема.

Любое изделие, любой предмет воспринимается благодаря качеству – совокупности свойств, определяющих его пригодность для использования по назначению. Качество изделия характеризуется его техническим совершенством и надежностью работы. Техническое совершенство – это комплекс тех свойств, которые определяют уровень технических, производственных, эксплуатационных, экономических, эстетических, эргономических, патентно-правовых характеристик (параметры рабочего процесса, конструктивная и силовая схемы, производственная и эксплуатационная экономичность, унификация и стандартизация, стоимость производства и эксплуатации, совершенство внешних форм и окраски и т. д.).

Ясно, что любое изделие воспринимается, прежде всего, благодаря свойству внешней структуры, которая отражается в форме геометрической структуры. Именно поэтому геометрическая структура является основой при разработке конструктивной схемы. Конструктивная схема благодаря свойству гомоморфизма (отношения подобия) представляет собой

графическую модель конструкции (изделия). Поэтому она может формироваться в виде условно стилизованных структурных элементов конструкции, обладающих свойствами, которые необходимы для выражения данной концепции конструкции.

Условное изображение структурных элементов ТНА показано ниже, оно имеет и классификационное значение, поэтому используется для формирования конструктивных схем ТНА. Следует отметить, что для структурных элементов ТНА характерно выполнение определенных специфических функций. Например:

крыльчатка – создает основной напор насоса, в ней происходит преобразование механической энергии вращения ротора в кинетическую и потенциальную энергию рабочего тела;

шнек, устанавливаемый на входе в крыльчатку – обеспечивает снижение давления на входе в насос, обеспечивает бесрывную работу крыльчатки;

подводящее устройство насоса – обеспечивает подвод рабочего тела к шнеку или крыльчатке с равномерным полем скоростей и давления, минимальными потерями;

отводящее устройство насоса – обеспечивает максимальное преобразование динамического напора после крыльчатки в статическое давление, обеспечивает отвод рабочего тела с равномерным полем скоростей и давления, минимальными пульсациями;

рабочее колесо турбины – обеспечивает преобразование кинетической энергии рабочего тела, как правило, газа, в механическую энергию вращения ротора;

подводящее устройство турбины – обеспечивает подвод рабочего тела к сопловому аппарату с равномерным полем скоростей и давления, минимальными потерями;

сопловой аппарат – обеспечивает необходимую величину и направление скорости на входе в рабочее колесо турбины.

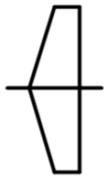
Конструктивные элементы:



осевой насос (шнек), выполненный на валу



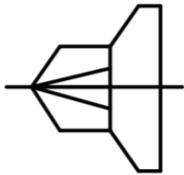
осевой насос (шнек), съемный с вала



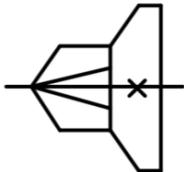
центробежная крыльчатка, несъемная с вала



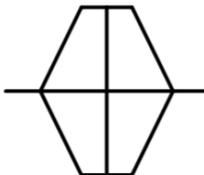
центробежная крыльчатка, съемная с вала



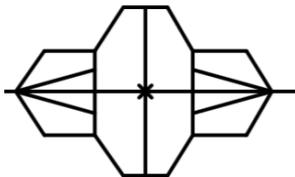
шнекоцентробежная крыльчатка несъемная с вала



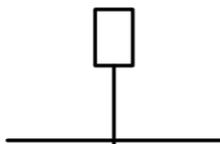
шнекоцентробежная крыльчатка съемная с вала



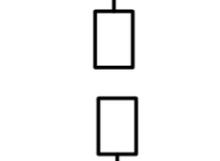
центробежная крыльчатка с двусторонним входом, несъемная с вала



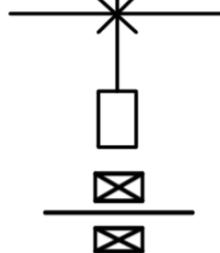
шнекоцентробежная крыльчатка с двусторонним входом, съемная с вала



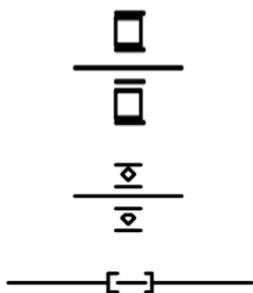
рабочее колесо осевой турбины, несъемное с вала



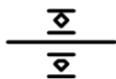
рабочее колесо осевой турбины съемное с вала



уплотнение по валу (концевое, разделительное)



плавающая опора ротора



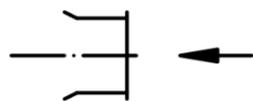
опора ротора фиксирующая (упорная)



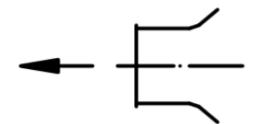
соединение валов с помощью рессоры



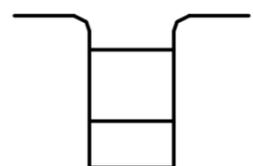
соединение валов с помощью муфты



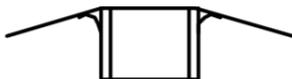
осевой подвод



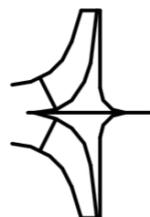
осевой отвод



сопловой аппарат осевой турбины



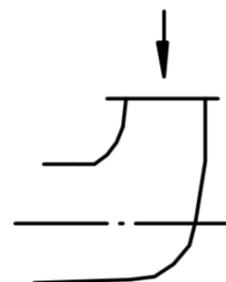
сопловой аппарат центробежной турбины



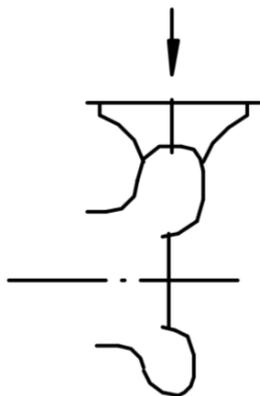
рабочее колесо центробежной турбины,  
несъемное с вала



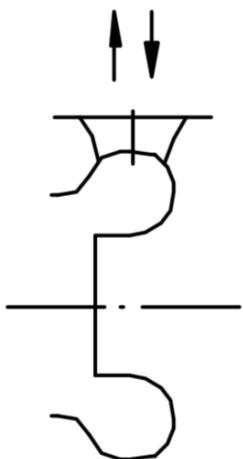
рабочее колесо центробежной турбины,  
съемное с вала



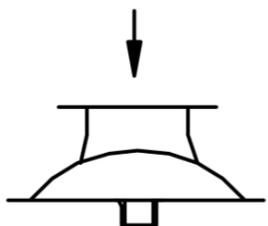
колениобразный подвод насоса



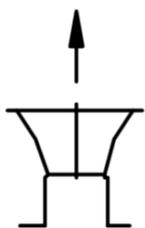
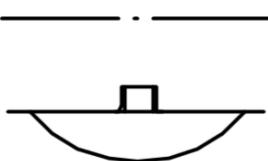
спиральный боковой подвод насоса



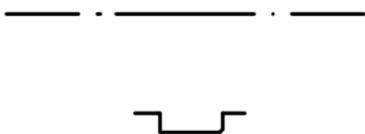
радиальный подвод /отвод осевой турбины

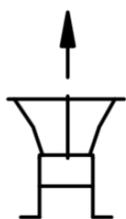


радиальный подвод центробежной турбины

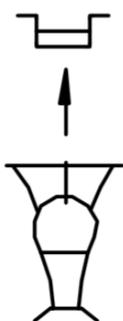


отвод насоса с одновинтовым спиральным сборником и коническим диффузором (односпиральный отвод)





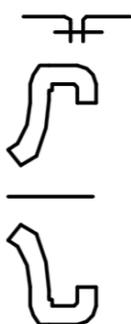
отвод насоса с двухвинтовым спиральным сборником и коническим диффузором (двухспиральный отвод)



отвод насоса с лопаточным диффузором и спиральным сборником с коническим диффузором (лопаточный отвод)



фланцевый разъем по корпусам



обратный направляющий аппарат

Таким образом, под конструктивной схемой ТНА будем понимать условное изображение совокупности его структурных элементов, характеризующей их типом, количеством и взаимным расположением [3].

Конструктивные схемы в принципе имеют уровневый характер, поэтому для них могут быть введены обозначения, приведенные ниже.

Конструктивная схема ТНА, являясь концепцией его конструкции, в

значительной степени предопределяет уровень его технического совершенства и надежности. Выбор конструктивной схемы требует знания свойств (признаков) различных схем. Окончательный выбор конструктивной схемы сводится к принятию для конкретных исходных данных совокупности таких значений свойств (признаков), которая позволяет наиболее полно реализовать требования к ТНА.

На рис. 3.1 – 3.4 приведены примеры конструктивных схем ТНА

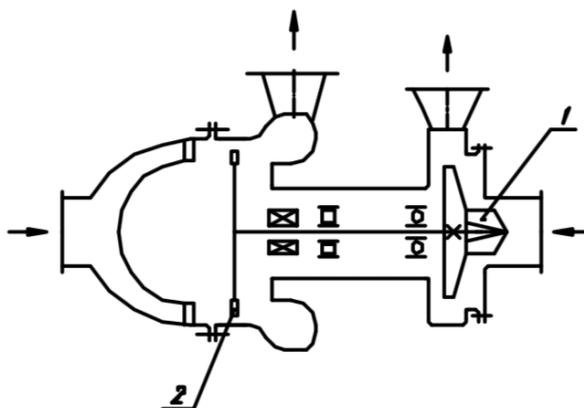


Рис. 3.1. Конструктивная схема ТНА с консольным расположением рабочих колес относительно опор

1 – насос горючего; 2 – турбина с приводом восстановительным газом

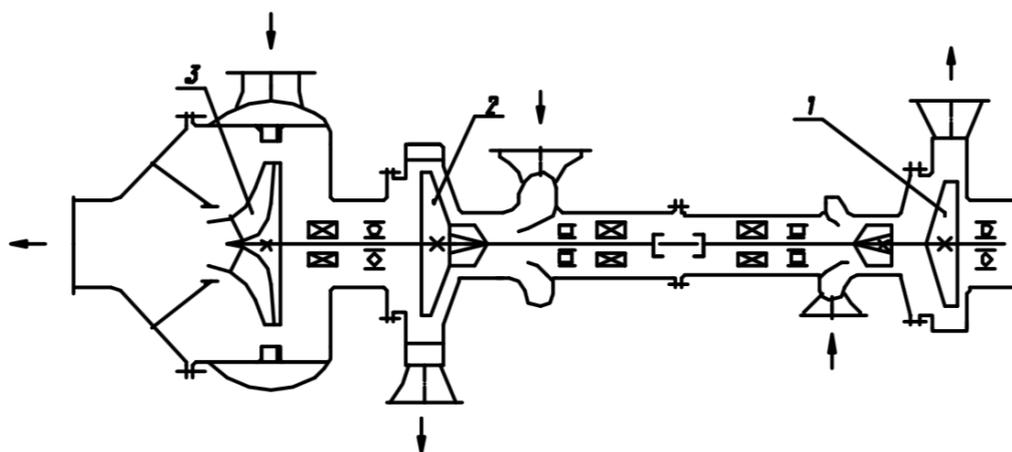


Рис.3.2. Конструктивная схема ТНА со смешанным – консольным и межопорным расположением рабочих колес турбины и насоса относительно опор

1 – насос горючего; 2 – насос окислителя; 3 – турбина, работающая на окислительном газе

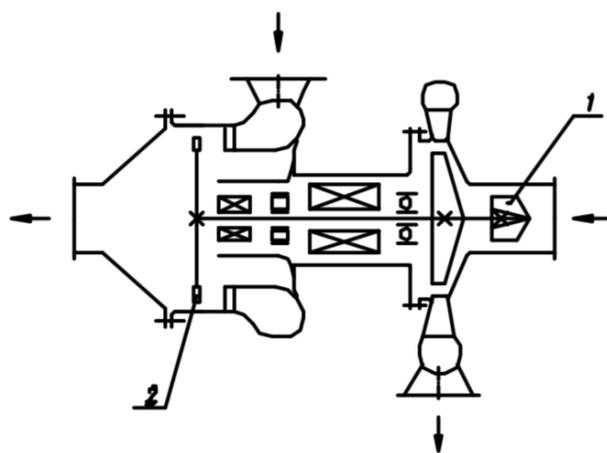


Рис. 3.3. Конструктивная схема ТНА с консольным расположением рабочих колес турбины и насоса относительно опор  
1 – насос окислителя; 2 – турбина, работающая на восстановительном газе

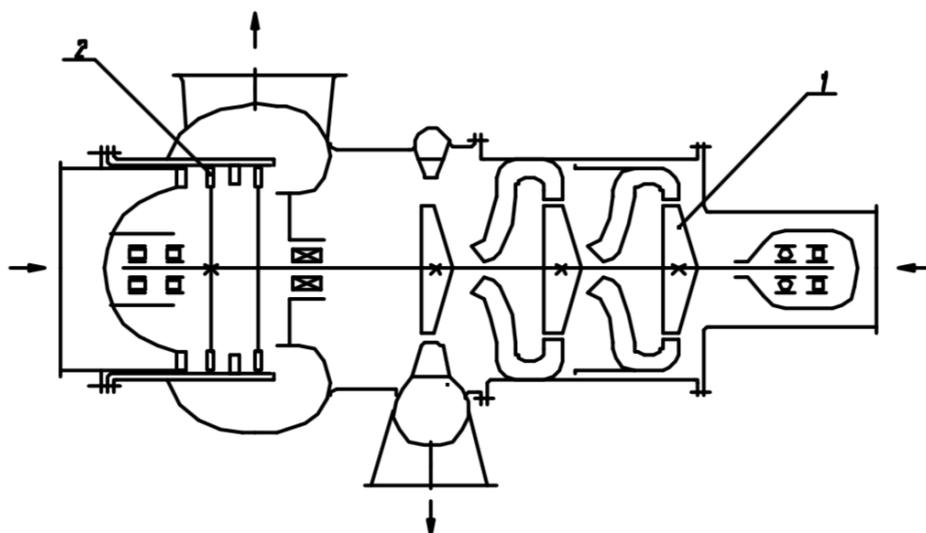


Рис. 3.4. Конструктивная схема ТНА водорода с межопорным расположением рабочих колес турбины и насоса  
1 – многоступенчатый насос горючего; 2 – многоступенчатая турбина, работающая на восстановительном генераторном газе

На первом этапе конструктивная схема выбирается предварительно, исходя из предпочтений и опыта разработчика, компонентов топлива, находящихся в полостях насоса (насосов) и турбины (турбин).

В дальнейшем по мере конструктивных проработок схема ТНА уточняется, дорабатывается и дополняется.

На этапе эскизного проектирования тактико-технические требования, которым должны удовлетворять изделие и ТНА, только определяются и могут уточняться, изменяться. Поэтому важно иметь четкое представление о том, должен ли проектируемый ТНА иметь самые совершенные параметры,

предельно малую массу или быть самым надежным. Работа по всем этим направлениям всегда ведется интенсивно, но целесообразно выделить главную цель и сосредоточить на ней основные усилия. К моменту окончания эскизной компоновки это выражается в полноте и четкости технического задания (ТЗ) как результата работы конструкторов по ракете - носителю, двигателю и ТНА.

При выборе конструктивной схемы ТНА необходимо исходить из следующих четырех условий.

1. Схема должна обеспечивать уверенное получение высоких значений параметров, так как без них даже легкие и надежные ТНА не могут быть использованы с длительной перспективой. Схемные особенности должны создавать резервы для каждого параметра, как в процессе доводки, так и на этапе серийного производства, а также при совершенствовании, форсировании или модификации ЖРД.

Хорошие возможности в этом направлении обеспечивает центробежная крыльчатка. Даже незначительное увеличение ее наружного диаметра позволяет иметь такие дополнительные напоры за ней, которые не могут обеспечить ни эжекторы, ни шнековые преднасосы.

Использование многоступенчатого осевого насоса, например ТНА водорода двигателя J-2 [3], в случае значительного изменения давления или скорости вращения приведет к существенным изменениям конструкции, которые дополнительно будут лихорадить доводку.

Возможность значительного форсирования параметров двигателя при незначительных изменениях конструкции или характеристик ТНА должна обеспечиваться не за счет переразмеривания, а быть органической особенностью схемы.

2. Конструктивная схема должна позволять вести независимую доводку узлов. Причем важно, чтобы их характеристики не изменялись после сборки ТНА. Проведение независимых испытаний структурных элементов позволяет вести их параллельно. Благодаря этому упрощается доводка, сокращаются сроки и стоимость создания двигателя, хотя при этом требуются специализированные экспериментальные стенды.

3. Конструктивная схема должна содержать только всесторонне и многократно исследованные структурные элементы. Лишь при соблюдении этого принципа возможны быстрая доводка или форсирование двигателя.

Но все более жесткие тактико-технические требования к вновь создаваемым ТНА, наличие дефектов в базовой (по отношению к проектируемой) конструкции, а также необходимость повышения показателей технического совершенства и надежности двигателя и

летательного аппарата требуют введения новых конструктивных элементов и прогрессивных решений в конструктивную схему ТНА, что противоречит отмеченному выше условию.

Это противоречие может быть устранено созданием научного задела, правильной организацией перспективных научно -технических разработок и опережающей отработкой прогрессивных элементов и решений до рабочего проектирования.

4. При эскизной компоновке выбором оптимального варианта конструктивной схемы необходимо устранить неясность или создать резервы по «критическим» элементам для достижения главной цели проекта (по параметрам, массе или надежности).

Эскизная компоновка представляет собой результат поиска конструкции, наиболее полно удовлетворяющей противоречивым требованиям, предъявляемым к ТНА, с точки зрения параметров, прочности, жесткости, массы и надежности. Как уже отмечалось, цель эскизной компоновки – добиться полноты и четкости технического задания прояснением сомнительных мест.

Пусть, например, упор делается на обеспечение высокой надежности ТНА. Влияние различных структурных элементов на надежность различно. Но из сотен деталей отказывают несколько десятков одних и тех же. Следовательно, на современном уровне проектирование существуют «критические» элементы, определяющие надежность ТНА. На этапе эскизного проектирования эти «критические» элементы ранжируются по степени важности. По каждому элементу анализируются причины отказов и намечаются пути их устранения.

Например, список «критических» элементов может выглядеть следующим образом:

- радиально-упорный подшипник,
- уплотнения по валам,
- уплотнения по поясам крыльчатки,
- стабильность гидро- и газодинамических характеристик насосов и турбин,
- уплотнения по корпусам,
- вредное взаимное влияние узлов с различной температурой и разными рабочими телами и т. д.

Этот список хотя и условный, но все же отражает тот факт, что проблема уплотнений для двигателей летательных аппаратов имеет особое значение.

В качестве примера кратко рассмотрим лишь первый «критический» элемент – радиально-упорный подшипник, ограничивающий перемещение ротора в осевом направлении и воспринимающий неразгруженную осевую силу на роторе.

Подшипник качения является сложным структурным элементом, каждая деталь которого может быть источником отказа. Поэтому с точки зрения надежности желательно уменьшать количество опор ротора. Работоспособность подшипников зависит от их радиальной и осевой нагруженности. Несбалансированные радиальные силы как результат неточного изготовления определяются обычно с помощью специальных испытаний и устраняются применением специальных отводов на выходе из насоса и выполнением динамической балансировки роторов.

Сложнее обстоит дело с разгрузкой осевых сил, имеющих большой разброс из-за отклонений геометрии деталей, изготовленных в пределах допусков. Поэтому на этапе проектирования необходимо предусмотреть мероприятия по снижению осевой нагрузки радиально-упорного подшипника. Часть из этих мероприятий используется в проекте, а некоторые из них рассматриваются как резервные, если потребуются доводка системы разгрузки подшипника от действия осевых сил. В последнем случае в проекте предусматривается возможность внесения изменений в конструкцию. Ключевым моментом может стать использование автомата осевой разгрузки.

После выполнения этих четырех условий эскизная компоновка становится скелетом будущего изделия, обрастающим дальнейшими проработками конструкторов, технологов, металлургов, сварщиков, производителей.

Как следует из перечисления объема решаемых задач для удовлетворения четырех условий, не последнюю роль играет надежность человека, выполняющего эскизную компоновку турбонасосного агрегата.

#### 4. ОБЪЁМНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ТНА

В 3D-моделировании конструкций механических систем можно выделить следующие основные принципы:

1. Интерактивность означает, что машина отслеживает попытки инженера внести изменения в конструкцию, будь то 2D или же 3D-моделирование. Современные пакеты оснащены целой системой всплывающих окон, интерактивных подсказок. Часто программа предлагает выбирать несколько вариантов применения изменений, разрешается предварительно просмотреть, как будет выглядеть принятая модификация. Также существует возможность отмены нескольких предыдущих действий.

2. Информативность означает, что каждая модель способна очень многое рассказать о конструкции изделия. Особенно это применимо к 3D-моделям. Возможность вращать модели, увеличивать или уменьшать их, делать произвольные разрезы и сечения, просматривать информацию о массово-инерционных характеристиках, видеть зазоры между деталями в сборке и так далее – все это позволяет в одном файле хранить все существенные свойства модели.

3. Возможность параметризации означает, что можно создавать базы, хранящие в себе все стандартные или широко использующиеся элементы, для которых пользователи могут задавать свои размеры. Пользователи могут и сами параметризовать свои модели, что позволяет изменением нескольких значений мгновенно преобразовать конструкцию изделия.

4. Легкость передачи означает, что раз созданная модель может легко передаваться из одной программы или с одной машины на другую, невзирая на различные операционные системы или расстояния. Свойство это тесно связано с универсальностью, которая означает способность использовать модель для различных целей, что предполагает целый комплекс программ. Конечно, совершенно универсальных форматов не существует, но в целом универсальность 3D-моделей во много раз выше цифровых 2D-аналогов, не говоря уже о бумажном варианте.

Сюда же можно отнести такие свойства, как эргономичность работы, длительное время хранения, легкость копирования, наглядность и многие другие.

2D- и 3D-моделирование тесно связаны. В большинстве современных пакетов двумерные профили используются в процессе создания объемной модели, как показано далее.

В современном промышленном производстве роль обычного 2D-моделирования постепенно отходит на второй план, хотя пока обойтись без

двумерных чертежей не представляется возможным. Причина – человеческий фактор. Там, где производство и сборка изделий производится роботами, 3D-модели преобразуются в программы станков без 2D-этапа. Однако для многих рабочих трудно использовать 3D-модели при изготовлении деталей. Здесь большая информативность 3D-моделей оборачивается своей отрицательной стороной, в то время как обычный чертеж сообщает только необходимую информацию. К тому же, информацию о базах, шероховатостях, уклонах, допусках, посадках и т. п. пока удобнее снимать с 2D-модели. Но 3D-моделирование постоянно развивается, и возможно, в ближайшем будущем оно освоит этап производства.

Рассмотрим создание отдельных деталей ТНА: от простой в построении детали, создающейся одной операцией и не имеющей дополнительных элементов (скруглений , фасок , отверстий  и т.д.), до сложной корпусной детали, имеющей множество сложных операций.

Одну деталь можно сделать разными способами, среди которых есть более удачные и менее, трудоемкие и простые. Есть пути создания, которые на определённом этапе заводят в тупик. Для быстрого создания удачных моделей при создании эскиза  следует придерживаться нескольких простых правил:

1. Перед началом работы в САД-среде следует чётко расписать последовательность операций в виде блок-схемы, что позволит сразу же отсеять многие неверные пути.

2. Следует стремиться к сокращению числа операций построения модели, поэтому все эскизы  должны быть максимально информативны, особенно первый.

3. По возможности, следует использовать простейшие операции: вытягивание  и вращение . Это делает древо построения модели  понятнее, облегчает перестроение модели, устраняет возможные ошибки при передаче модели в другие пакеты (для производства, динамического, газодинамического, прочностного расчётов и т.д.) и создании чертежей, делает возможным логичную параметризацию модели. Исключение составляют объекты, для создания которых предусмотрены специальные инструменты, например, листовой металл  или сварка .

Подробнее о создании эскизов  в среде NX можно узнать в [20,23,25].

Рассмотрим создание САД-моделей отдельных деталей ТНА.

Рассмотрим создание детали "Вал насоса горючего" (см. рисунок 4.1), созданной на эскиза  с использованием одной операции вращения .

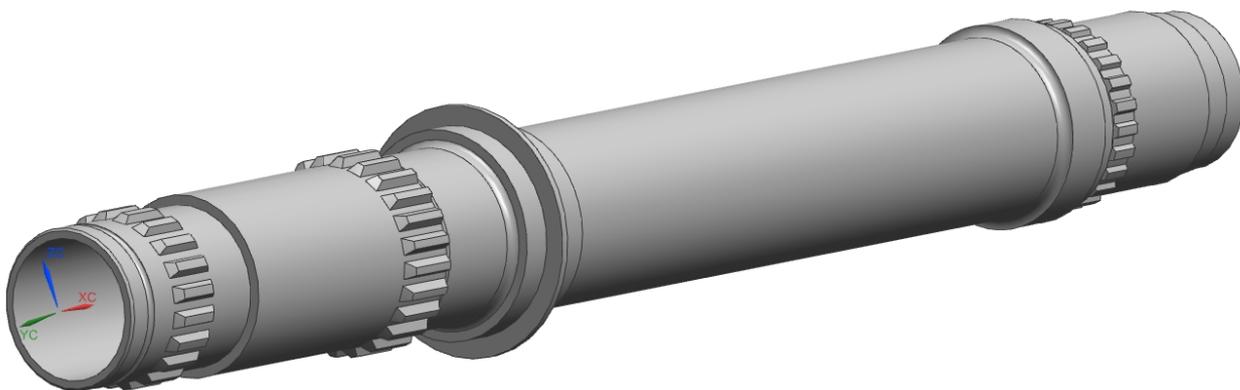


Рис. 4.1. Объёмная модель вала насоса горючего ТНА

Эскиз  (см. рисунок 4.2) описывает замкнутый контур, который при повороте относительно оси создаёт замкнутый объём (см. рисунок 4.1).

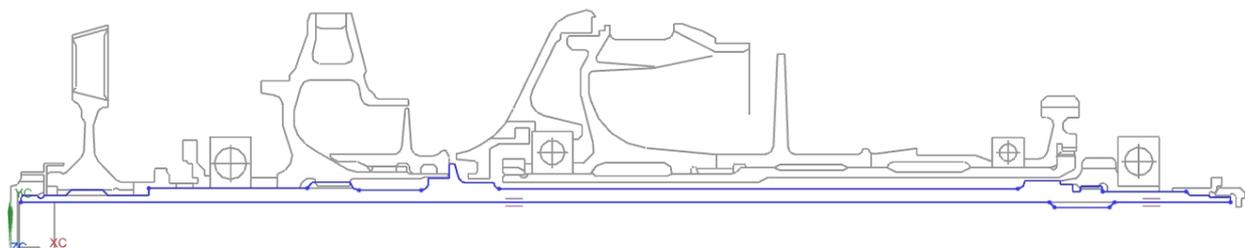


Рис. 4.2. Базовый эскиз CAD-модели вала насоса горючего ТНА

В качестве первого эскиза , в целях достижения максимальной информативности берётся чертёж поперечного сечения вала (рис. 4.2). При этом данный чертёж был импортирован из ПО Компас, затем нужные линии были обведены отрезками  из инструментария ПО NX для получения замкнутого контура операции вращения  (см. рис. 4.4).

В качестве альтернативы можно было бы использовать несколько операций вытягивания  для создания каждого участка вала, разного диаметра, а также добавление уклона  для конических участков. Однако, использование операции вращения  позволило сократить построение заготовки под вал в древе построения модели  до одной операции.

Для создания эскиза  применяются встроенные инструменты NX (см. рисунок 4.3), которые:

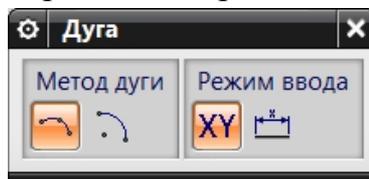


Рис. 4.3. Панель создания эскизов

 - создаёт ряд связанных прямых и/или дуг в режиме цепочки, то есть конец последней кривой становится началом следующей кривой

 - создаёт отрезок между двумя точками

 - создаёт дугу одним из двух методов: через три точки или указанием центра и конечных точек. Выбор метода осуществляется в дополнительном диалоговом окне, которое открывается при нажатии на значок 



 - создаёт окружность, проходящую через три точки или заданием центра и диаметра

 - создаёт скругление между двумя или тремя кривыми

 - создаёт фаску

 - создаёт прямоугольник одним из трёх методов: по двум крайним точкам, по трём точкам, от центра

 - позволяет динамически создавать и редактировать сплайны с помощью перетаскивания узлов и полюсов и назначения условий касания и кривизны в определяющих точках

 - создаёт точки эскиза

 - масштабирует цепочку кривых, лежащих в плоскости эскиза, через задание величины их смещения относительно исходной цепочки

 - обрезает или удлиняет линии до ближайшей точки пересечения

 - создаёт размерное ограничение (фиксирует размер элемента), тип размера зависит от контекста выбора объектов

 - добавить ограничения к геометрии эскиза: параллельность и перпендикулярность линий, совпадение точек (вершин) между собой или с линиями, нахождение средней точки линии, горизонтальность и вертикальность, коллинеарность линий, концентричность окружностей, равенство линий, равенство радиусов дуг, касательность.

Рассмотрим подробнее диалоговое окно задания параметров операции вращения .

 - выбрать кривую. Задаёт замкнутый контур для операции. Если в качестве контура выбрать замкнутый эскиз , то все его линии будут приняты для операции автоматически, при этом в скобках указывается их количество. При добавлении в эскиз  дополнительных кривых при его редактировании требуется запустить инструмент редактирования свойств операции  в древе  и выбрать кривые мышью вручную. Кривые в

контуре имеют номера. Порядок обхода кривых задаётся опцией : по часовой или против часовой стрелки. Инструмент  позволяет перейти к редактированию эскиза  с контуром.

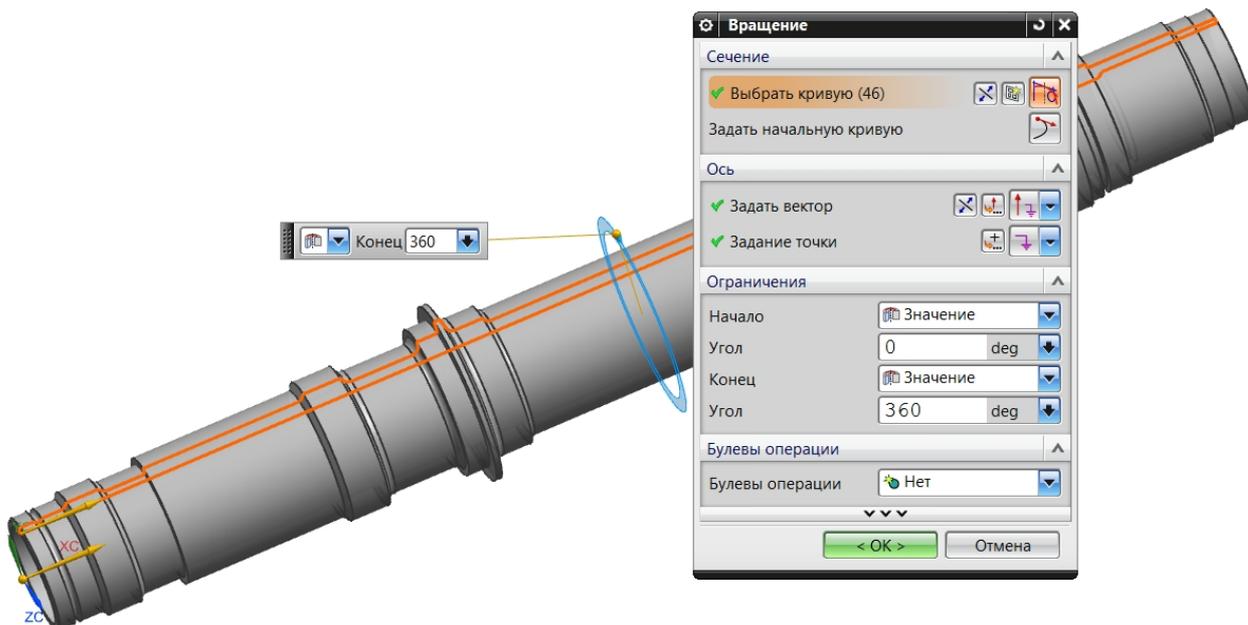


Рис. 4.4. Создание базовой геометрии CAD-модели вала насоса горючего ТНА

 - задать начальную кривую.

 - задать вектор. Задаёт направление оси вращения. В NX существует множество методов выбрать направление оси:

 - контекстный вектор. NX пытается определить направление вектора, анализируя выбранный пользователем элемент. Подходит, когда решение очевидно, например, если выбирается созданная ось , вращение будет происходить относительно неё.

 - две точки. Вектор создаётся указанием начальной и конечной точек.

 - вектор кривой/оси. Вектор создаётся указанием на существующие элементы геометрии.

 - вектор по кривой. Вектор задаётся по нормали либо по касательной к кривой.

 - нормаль грани/плоскости.

Следующие 6 команд ориентируют ось вращения согласно осям текущей системы координат .

 - противоположно оси X.

 - вдоль оси Z.

 - вдоль оси Y.

 - вдоль оси X.

 - противоположно оси Y.

 - противоположно оси Z.

 - направление вида. Ориентирует вектор по текущему виду, т.е. перпендикулярно плоскости экрана.

Более подробно задать параметры вектора можно с помощью инструмента "Меню вектора" .

В данной модели использован метод  , когда в качестве оси выбрана заранее созданная линия эскиза.

  - задание точки. Если вектор указывает направление оси, то данный инструмент определяет точку начала этого вектора. Способов поиска нужной точки также может быть несколько, например, это может быть положение курсора , уже существующая точка , конечная точка , управляющая точка (определяющая угол наклона кривой) , точка пересечения линий , центр дуги, эллипса, сферы , точка квадранта , точка на кривой или ребре , точка на грани  и другие. Более подробно задать параметры точки можно с помощью инструмента "Меню точки" , в том числе возможно задать положение точки  по выражению  $=$  и прямое задание координат точки X, Y, Z в выбранной системе координат (общей либо связанной с деталью). Задание точки может не требоваться, если ось вращения совпадает с заранее созданной линией.

В полях начало и конец выбирается способ задания граничных плоскостей  для операции вращения . Существует возможность задать границы операции  с помощью мыши. При этом требуется задать точку нахождения глаза виртуального наблюдателя в пространстве и угол его обзора. Также существуют другие методы указания граничных условий:  - путём измерения существующего угла,  $f(x)$  - функции,  $=$  - с помощью формулы или  - ссылки. Последние два условия позволяют осуществлять параметризацию размеров модели.

Использование булевых операций  позволяет в процессе создания тела объединять его с ранее созданной геометрией  или вычитать из неё.

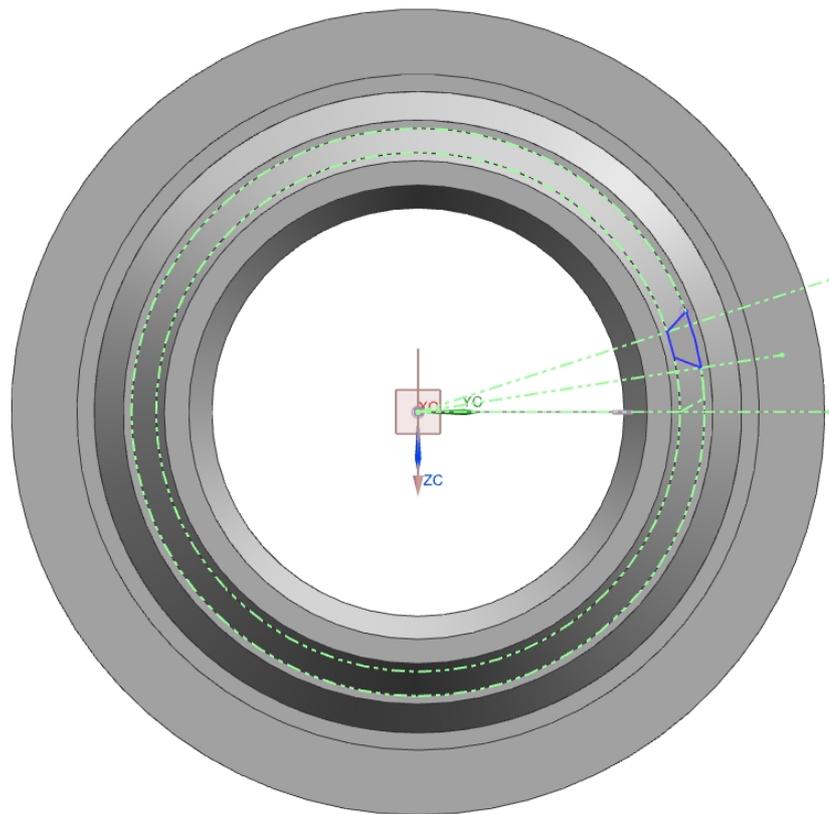
 - нет. Операция создаёт новое тело.

 - объединение. Операция объединяет созданное тело с предыдущими. Выбор тела, с которым производится объединение задается инструментом .

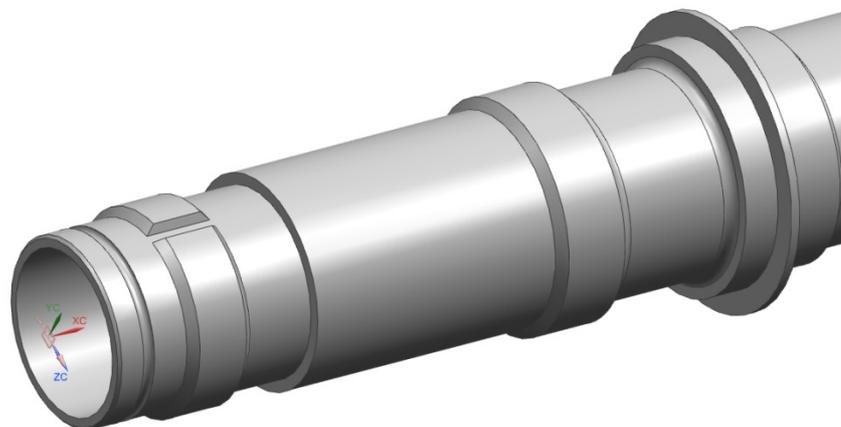
 - вычитание. Операция исключает объём, занимаемый телом из ранее созданной геометрии .

 - пересечение. Операция оставляет в модели только геометрию, в которой объёмы вновь создаваемого и ранее созданных тел  пересекаются.

Для создания шлицов используется операция вытягивания  с опцией  (рис. 4.5б), для чего сначала на отдельном эскизе  создаётся профиль одной впадины между зубьями (рис. 4.5а).



а)



б)

Рис. 4.5. Создание мастер-элемента для объёмной модели шлица:  
а) эскиз одной впадины; б) объёмная модель после операции вытягивания 

Чтобы расположить эскиз в месте начала шлиц, следует создать вспомогательную координатную плоскость .

На примере создания шлиц можно рассмотреть работу с массивами элементов   (см. рисунок 4.6 - 4.8). Массивы применяются для копирования однотипной геометрии моделях, например, создания ряда одинаковых бобышек  и отверстий (см. рисунок 4.7) или создания второй половинки симметричной детали  за одну операцию.

Для создания зеркального массива  (симметрии или отражения) требуется указать элементы, которые будут копироваться и плоскость, относительно которой происходит копирование. В качестве плоскости может быть использована в т.ч. одна из граней тела, либо координатная плоскость  или одна из плоскостей системы координат .

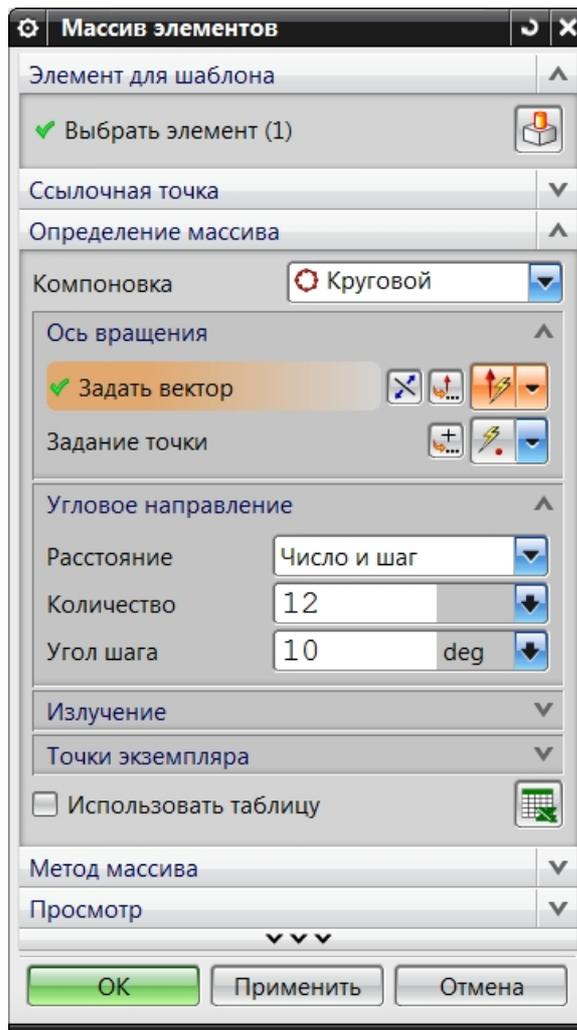
Для создания массива копирования однотипной геометрии  существует несколько различных вариантов:

 - круговой массив. Создаёт несколько копий элемента относительно оси. Диалоговое окно задания параметров массива показано на рисунке 4.7а. Выбрать элементы, которые будут копироваться можно с помощью команды . Задание оси массива осуществляется аналогично заданию оси вращения операции . Далее задаётся количество элементов массива и их распределение по окружности: шаг между копиями или угол дуги на котором они равномерно распределяются. Возможно задать неравномерное распределение копий с помощью элемента "Список" в поле "Расстояние".

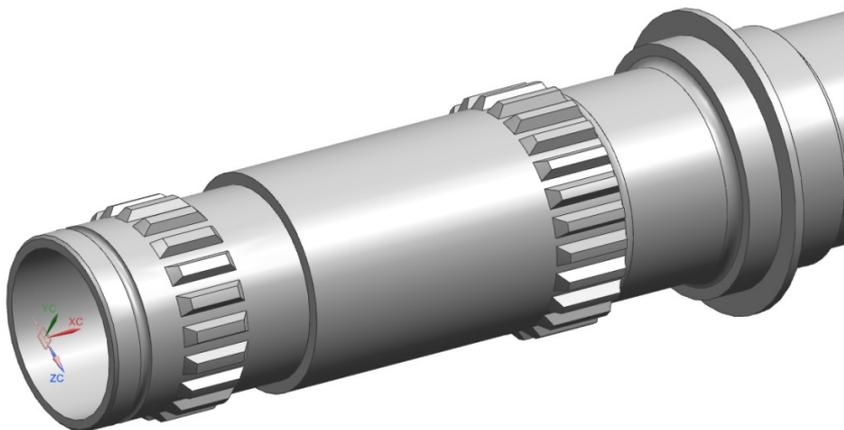
 - линейный массив. Создаёт массив вдоль одной или двух осей. В этом случае требуется задать направления массива, число элементов и их распределение.



Рис. 4.6. Создание объёмной модели шлица вблизи левого конца вала



а)



б)

Рис. 4.7. Создание второй объёмной модели шлица вблизи левого конца вала:

а) Задание параметров кругового массива  ; б) 3D-модель

 - массив вдоль. Имеет сходство с линейным массивом, однако здесь дополнительно задаётся направляющая кривая, вдоль которой, опять же на заданном расстоянии, будут размещаться элементы массива.

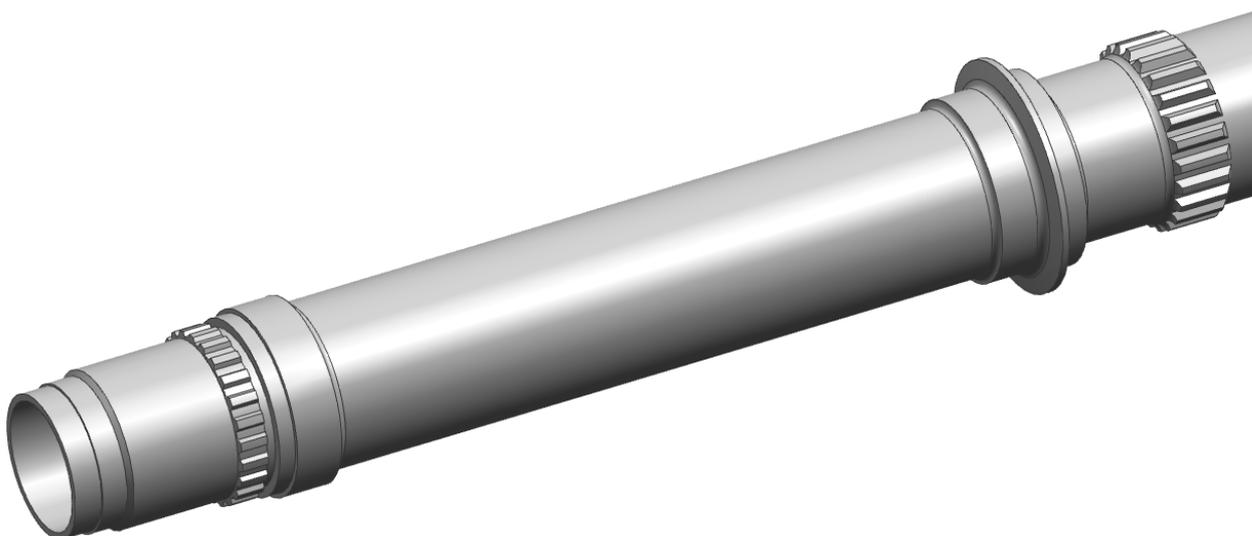


Рис. 4.8. Создание второй объёмной модели шлица вблизи левого конца вала

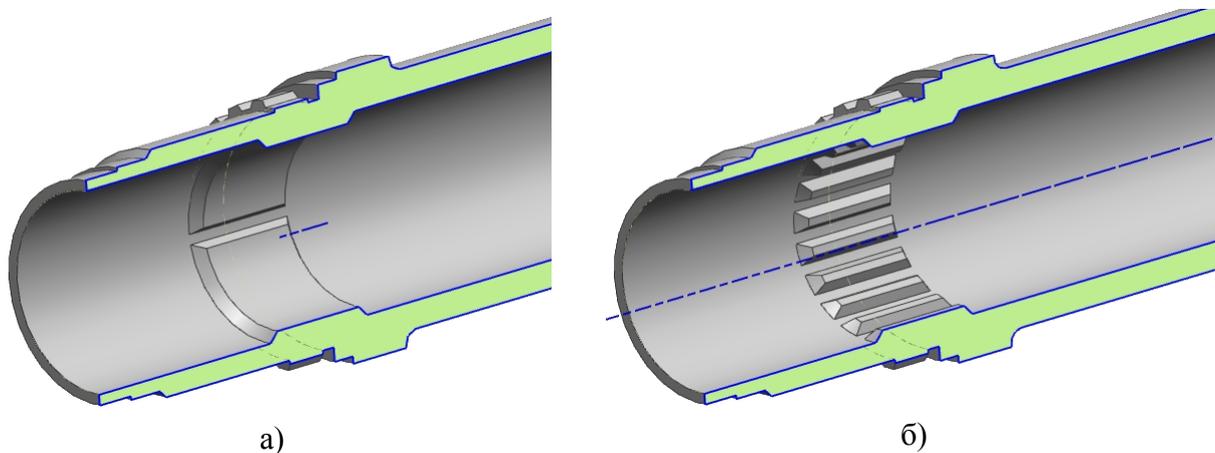


Рис. 4.9. Создание объёмной модели шлица на внутренней стороне вала:  
 а) мастер-элемент; б) шлицы, созданные круговым массивом 

Рассмотренные варианты применяются наиболее часто. Однако, для более специфичных задач предусмотрены и другие варианты создания массивов:

 - массив по многоугольнику. Имеет сходство с круговым, однако здесь элементы располагаются относительно оси вращения не по окружности, а по рёбрам многоугольника.

 - массив по спирали.

 - общий массив. Привязывает копии элементов к координатам точек в пространстве. Точки можно задать заранее в виде эскиза. Позволяет работать с таблицами.

 - массив ссылка. Использует шаблоны для размещения копий элемента.

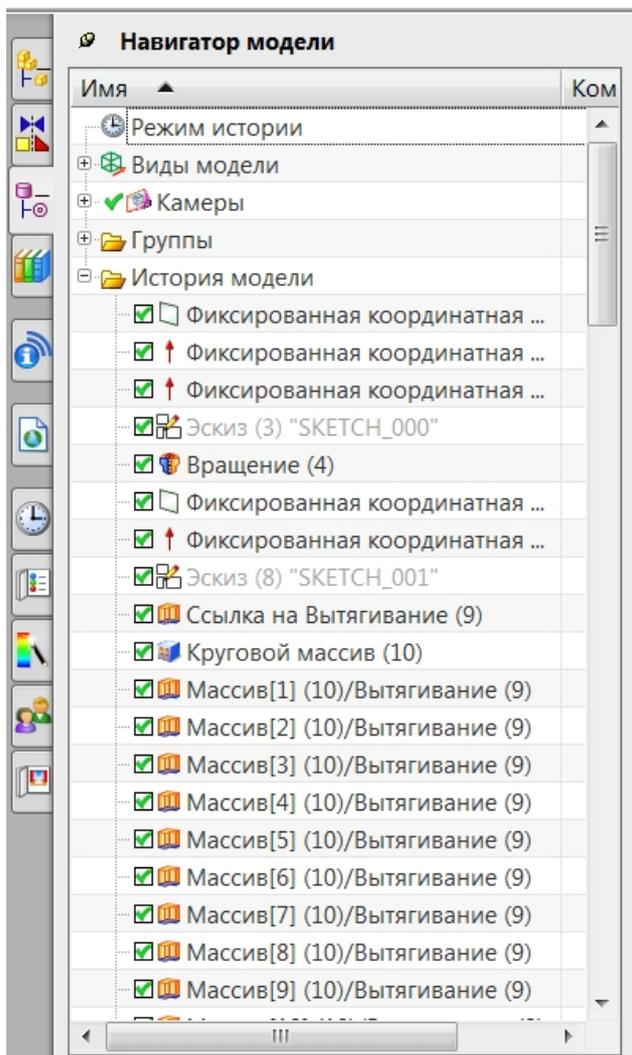


Рис. 4.10. Фрагмент итогового дерева модели "Вал насоса горючего" ТНА

Далее рассмотрим создание рабочего колеса турбины насоса горючего (см. рис. 4.11).

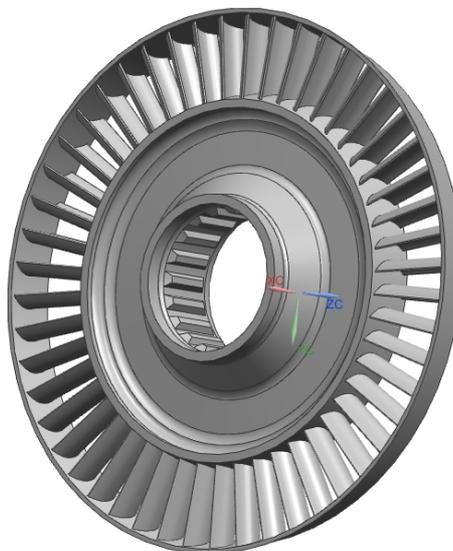


Рис. 4.11. Объёмная модель "Рабочее колесо турбины насоса горючего" ТНА

Итак, с помощью операции вытягивания (см. рисунок 4.5б) создаётся одно отверстие (так называемое "мастер-отверстие" для кругового массива). В качестве плоскости эскиза выбирается одна из главных плоскостей XY или специально созданная координатная плоскость. Чтобы геометрия, созданная операцией, вычиталась из геометрии тела, используем булеву операцию вычитание.

Далее, используя массив элементов в круговой компоновке, создаём оставшиеся отверстия, равномерно распределяя их по окружности вала. В качестве оси вращения выбираем ту же ось, что и в операции вращения на первом шаге (ось симметрии вала).

Фрагмент итогового дерева модели "Вал насоса горючего" ТНА показан на рисунке 4.10.

Создание модели начинается с построения бандажной полки операцией вращения  (см. рис. 4.12а). Затем, также с использованием операции вращения , строится центральная часть диска (см. рис. 4.12б).

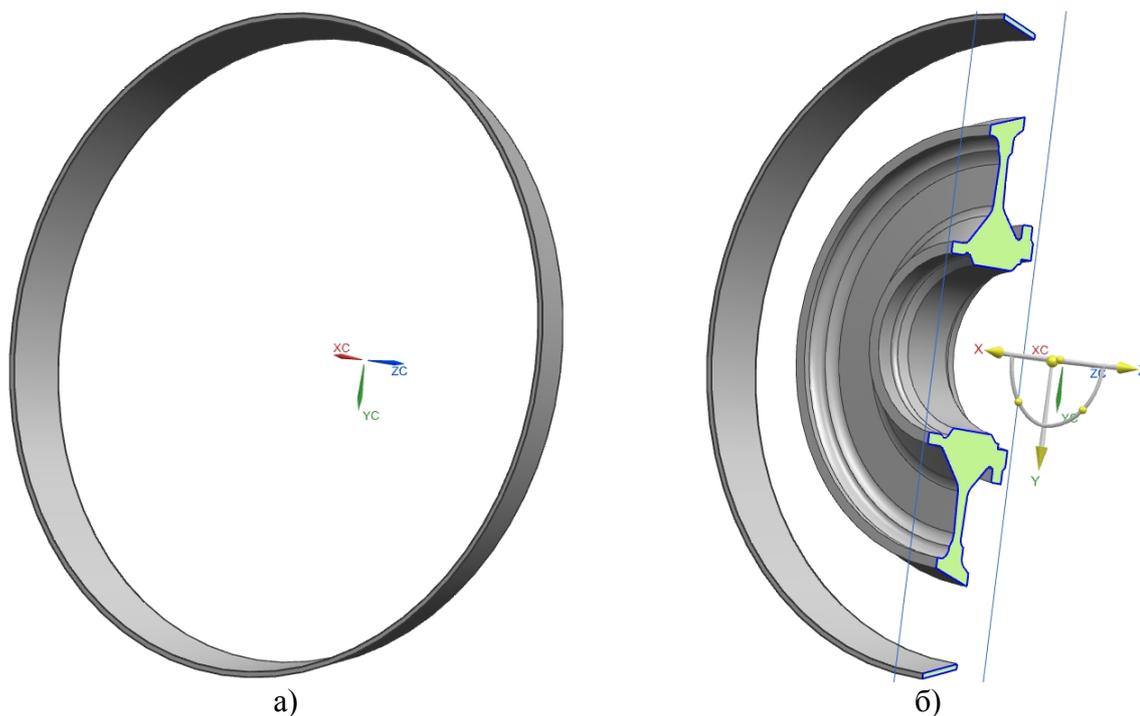


Рис. 4.12. Первые операции по созданию объёмной модели рабочего колеса:  
а) Бандажная полка; б) Центральная часть диска в разрезе

Шлицы (рис. 4.13 - 4.16) делаются тем же методом, что и на валу (см. рис. 4.5, 4.6). Мастер-элемент лопатки, показанный на рис. 4.15 строится с использованием операции вытягивания .

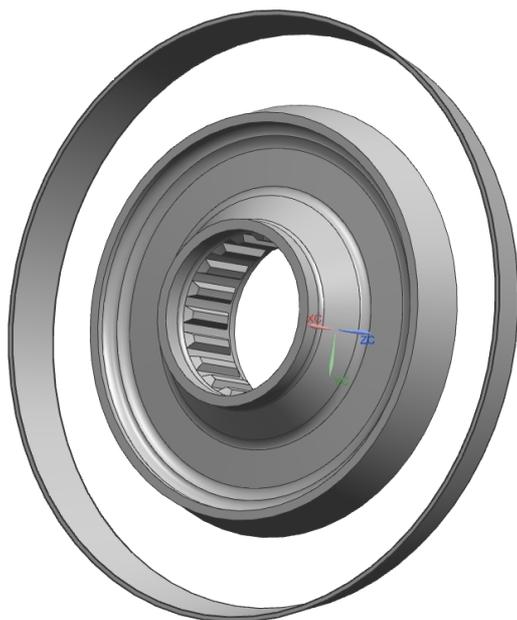


Рис. 4.13. Объёмная модель со шлицами

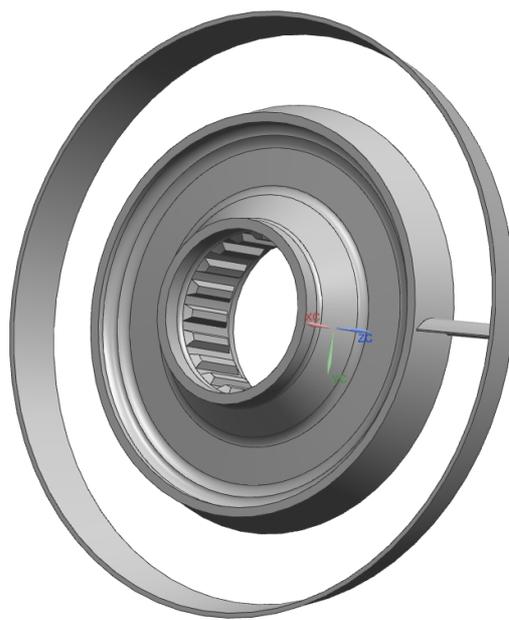


Рис. 4.14. Объёмная модель с лопаткой

При этом в нужном месте, в данном случае в середине высоты будущей лопатки, создаётся координатная плоскость , перпендикулярная радиусу диска (см. рис. 4.15). После создания лопатки производится объединение  центральной части диска, лопатки и бандажной полки в единый блиск. Затем с использованием кругового массива ,  производится создание остальных лопаток.

В случае, если требуется задать более точную геометрию лопаток, используется операция заметание  (создаёт тело заметанием (скольжением вдоль кривой) сечения по одной или нескольким направляющим (кривым или отрезкам), используя различные опции, чтобы управлять формой вдоль направляющей), например, построение лопатки по трем различным сечениям: начальному у диска, среднему и конечному у бандажа. Также может использоваться операция заметания вдоль направляющей , которая создаёт объёмную геометрию скольжением сечения (сечение, как правило, создаётся в виде эскиза ) вдоль кривой. Если сечение не замкнутое, то требуется дополнительно задать толщину стенки элемента, в противном случае будет создана поверхность, а не твёрдое тело. Для элемента  можно в диалоговом окне создания сразу же задать булевыми операциями взаимодействие с телом, созданным ранее - объединение .

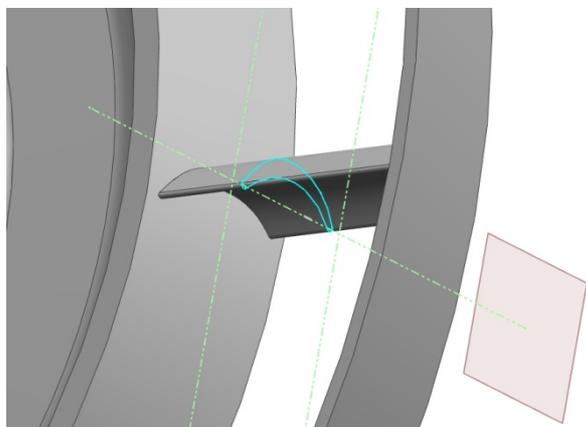


Рис. 4.15. Построение объёмной модели лопатки вытяжкой эскиза

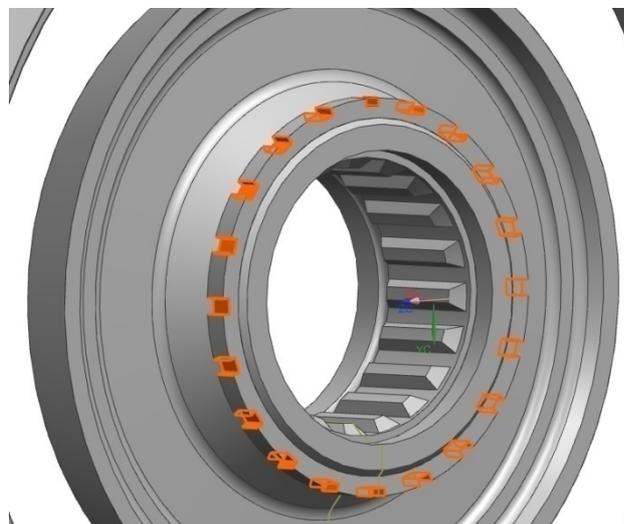


Рис. 4.16. Создание шлиц с обратной стороны диска массивом

Рассмотрим создание колеса турбины насоса окислителя (см. рис. 4.17).

Первым шагом на основе двух разных эскизов , двумя разными операциями вращения  создаются наружная (см. рис. 4.18) и внутренняя (рис. 4.19) части диска.



Рис. 4.17. Объёмная модель "Рабочее колесо турбины насоса горючего" ТНА



Рис. 4.18. Создание наружной части диска операцией вращения

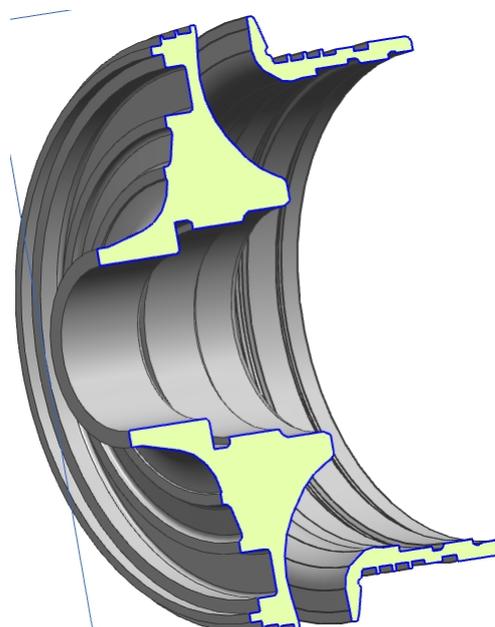


Рис. 4.19. Создание внутренней части диска операцией вращения

После этого в передней части диска создаются четыре отверстия. Сначала операцией вытягивания  по эскизу  на заранее созданной координатной плоскости  вырезается мастер-элемент отверстие (см. рис. 4.20).



Рис. 4.20. Создание отверстия в диске операцией вытягивания 📏

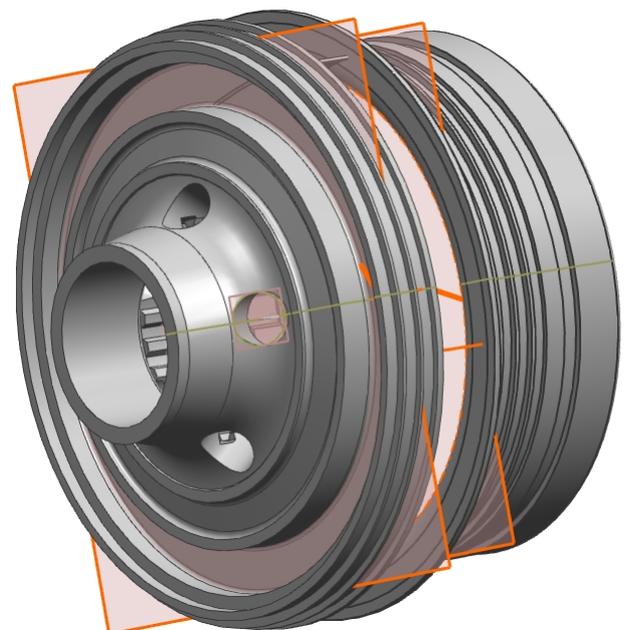


Рис. 4.21. Создание эскизов и направляющих отрезков для создания модели лопатки

Затем, используя круговой массив 🌀, создаются три оставшихся отверстия.

На рисунке 4.21 показана подготовка к проведению операции заметания 📏 для создания модели лопатки. Операция заметания используется, поскольку лопатка сужается кверху и не может быть получена операцией вытягивания 📏.

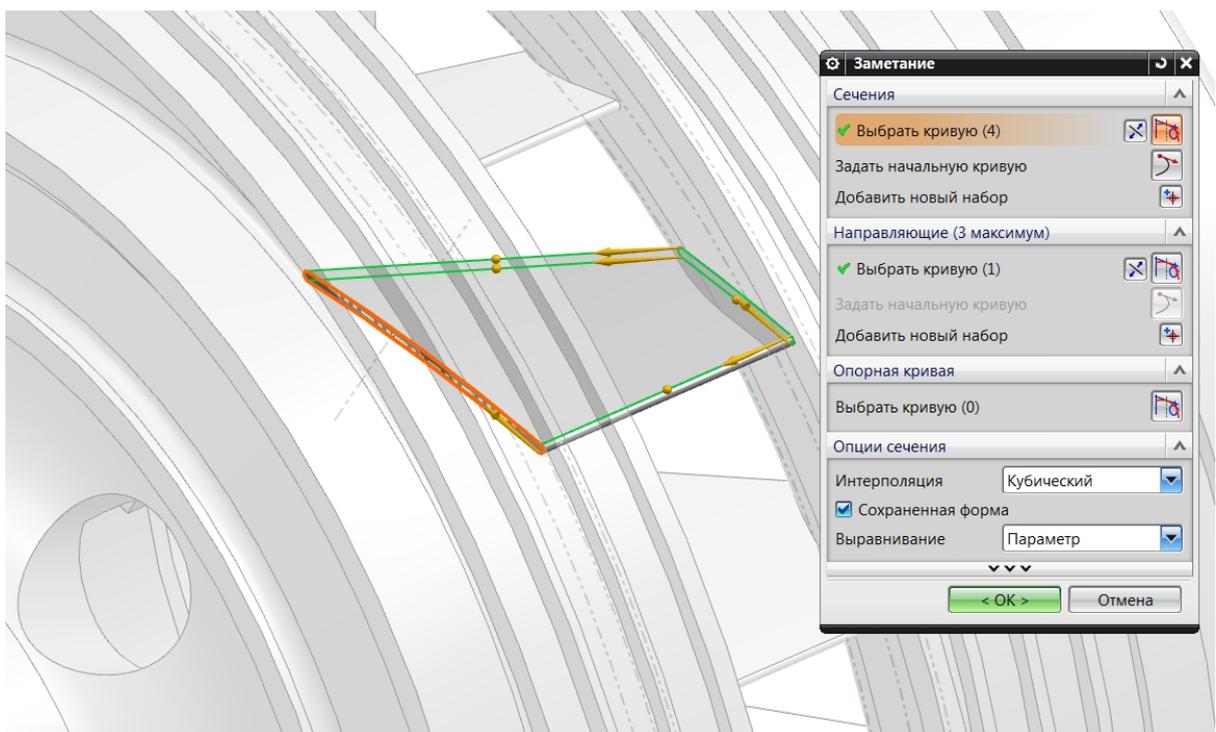


Рис. 4.22. Интерфейс операции заметания 📏 на примере создания модели лопатки

Изначально в начальной (на внутренней части диска) и в конечной (на наружной части диска) точке будущих лопаток создаются две координатные плоскости , на которых строятся эскизы  начального и конечного сечений лопатки. Затем они соединяются тремя отрезками  (два на наклонной и один на прямой кромках), которые выступают направляющими операции заметания . Интерфейс операции показан на рис. 4.22, результат выполнения на рис. 4.23. Соответствующий фрагмент дерева построения модели  показан на рис. 4.24. После этого копированием или массивом создаются остальные лопатки. Поскольку они не связаны с окружающей геометрией, в дереве построения модели  каждая лопатка отображается как тело . В конце моделирования необходимо объединить  каждую модель лопатки с окружающей геометрией в единое тело.



Рис. 4.23. Создание модели лопатки операцией заметания 

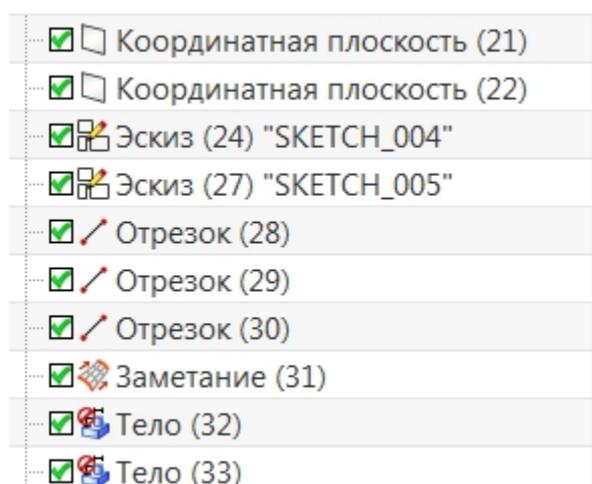


Рис. 4.24. Часть дерева построения модели , относящаяся к созданию модели лопатки

Далее рассмотрим построение шнека (см. рис. 4.25)

Базовая (центральная) часть геометрии шнека (см. рис. 4.26) создаётся операцией вращения на  $360^\circ$  сечения, выполненного в виде эскиза  на одной из плоскостей основной системы координат . Процесс построения шлиц описан выше.

Лопасты получают с помощью операций заметания  (см. рис. 4.27). Как и для предыдущей модели, сначала готовятся сечения и направляющие. В данной модели сечение представлено трапецией (по форме поперечного сечения лопасти) из четырёх отрезков  (см. рис. 4.28).

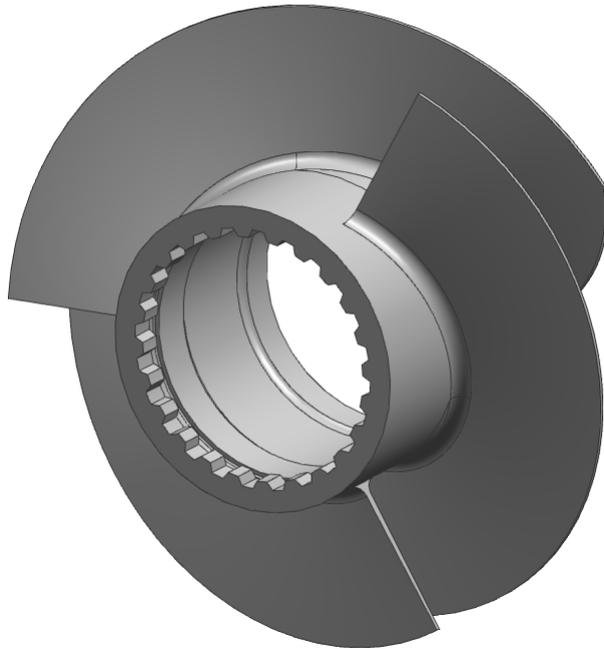


Рис. 4.25. Объёмная модель "Шнек первой ступени насоса горючего" ТНА

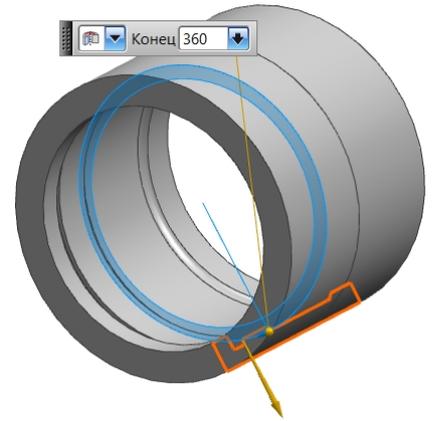


Рис. 4.26. Центральная часть, полученная операцией

В отличие от лопатки рабочего колеса турбины (см. рис. 4.22), лопасть шнека в данном случае не изменяется по высоте, поэтому достаточно одного сечения. В качестве направляющей используется спираль, начинающаяся от эскиза.

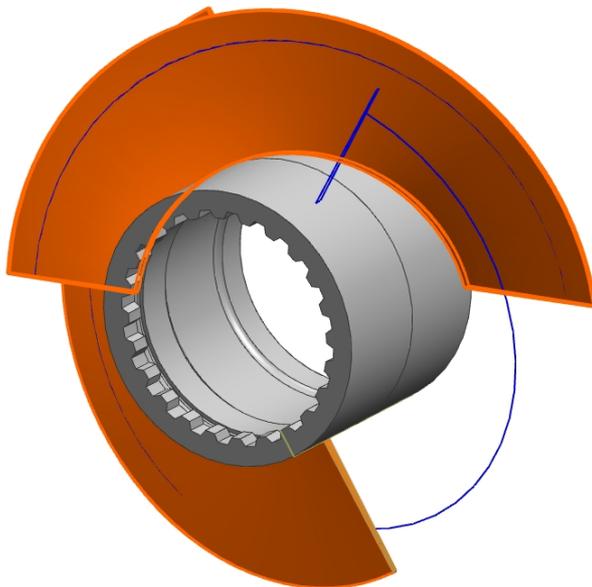


Рис. 4.27. Лопасти, полученные операциями заметания

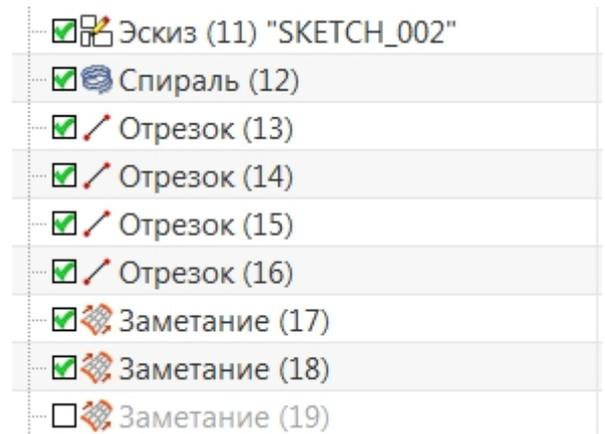
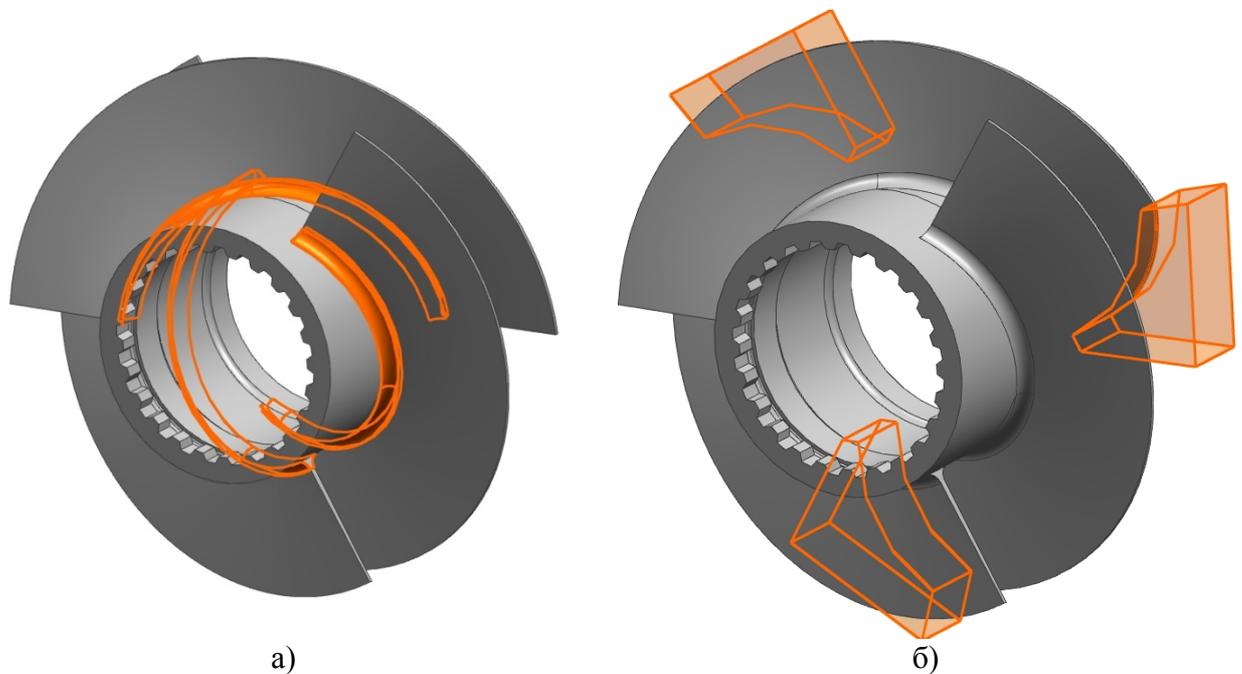


Рис. 4.28. Фрагмент дерева построения модели - создание лопастей

В данной работе каждая лопасть построена отдельной операцией заметания, а сечения и направляющие скопированы с помощью кругового массива.



а) б)  
Рис. 4.29. Завершение построения лопастей:

а) Скругление лопастей; б) Создание закруглённых концов лопастей вытягивания

Следует также отметить, что геометрию в NX можно размещать по отдельным слоям командой **Формат - Настройки слоя...**, скрывая вместе с выбранным слоем ненужную на данном этапе построения геометрию, например, оси, плоскости, эскизы, группы элементов. Данный метод может быть удобнее, чем команда **скрыть** из меню правой кнопки мыши навигатора модели.

На рис. 4.29а показана операция скругления ребра для обеспечения плавного перехода лопастей шнека в основание. Все 19 рёбер были скруглены одной операцией.

Затем на отдельном эскизе были созданы заготовки для обрезки концов лопастей (см. рис. 4.29б). Сама обрезка производилась операцией вытягивания с опцией вычитание.

В завершение рассмотрим процесс создания корпусной детали. Корпусные детали являются одними из самых трудоёмких и могут потребовать более 60% общего времени создания CAD-модели.

На рис. 4.30 представлена объёмная модель статора турбины насоса окислителя ТНА. Создание модели начинается с получения базовой геометрии, полученной операцией вращения (см. рис. 4.31). Данная операция выбрана потому, что весь корпус строится вокруг вращающегося вала с рабочим колесом. Также операцией вращения создаётся верхний фланец корпуса (см. рис. 4.32), что определяет основные размеры модели.

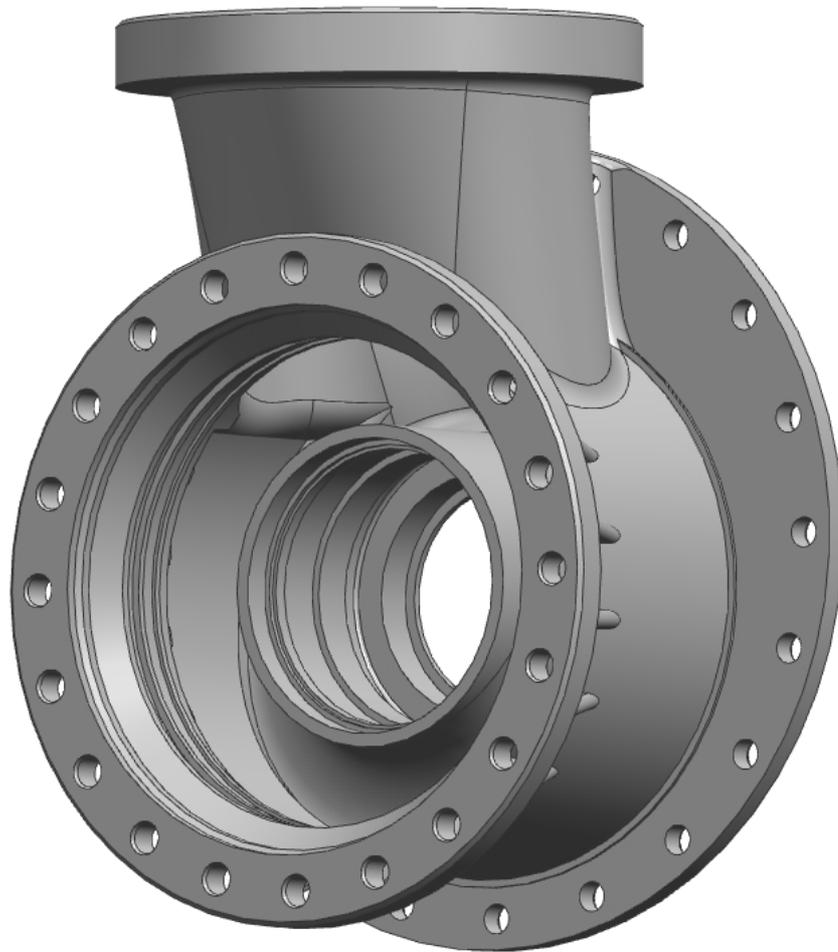


Рис. 4.30. Объёмная модель "Статор турбины насоса окислителя" ТНА

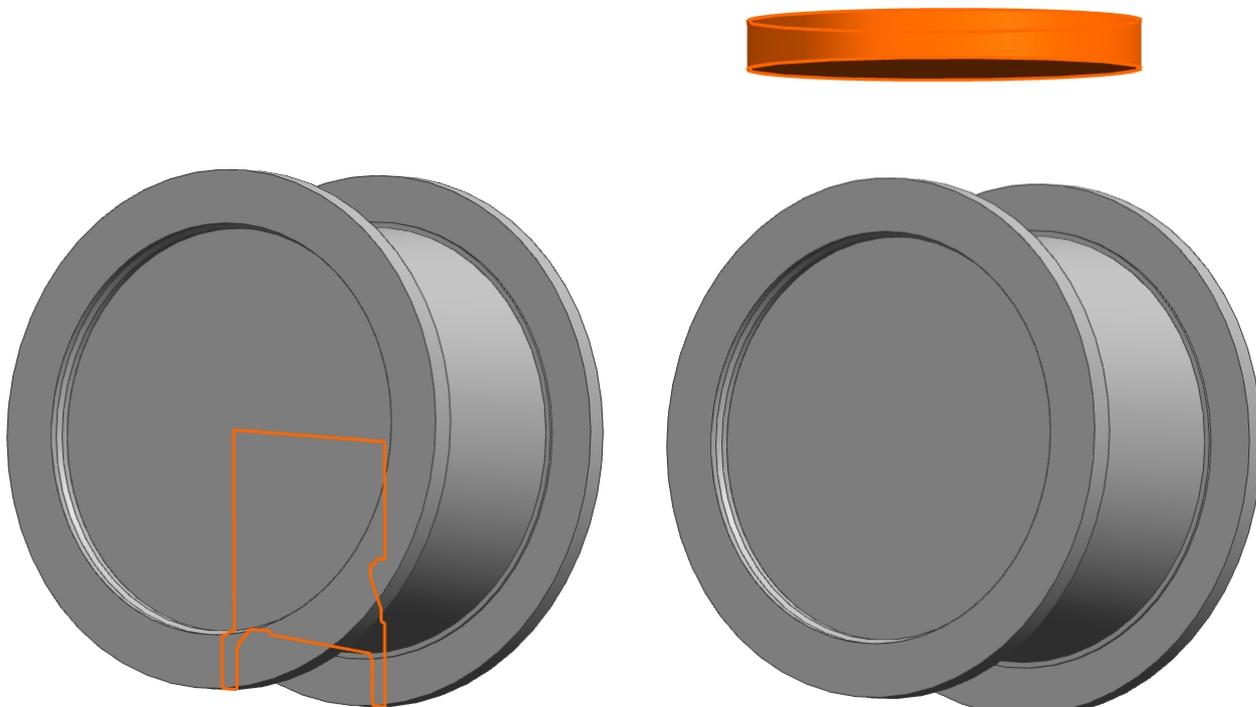


Рис. 4.31. Создание базовой части корпуса операцией вращения 🏗️

Рис. 4.32. Создание верхнего фланца корпуса операцией вращения 🏗️

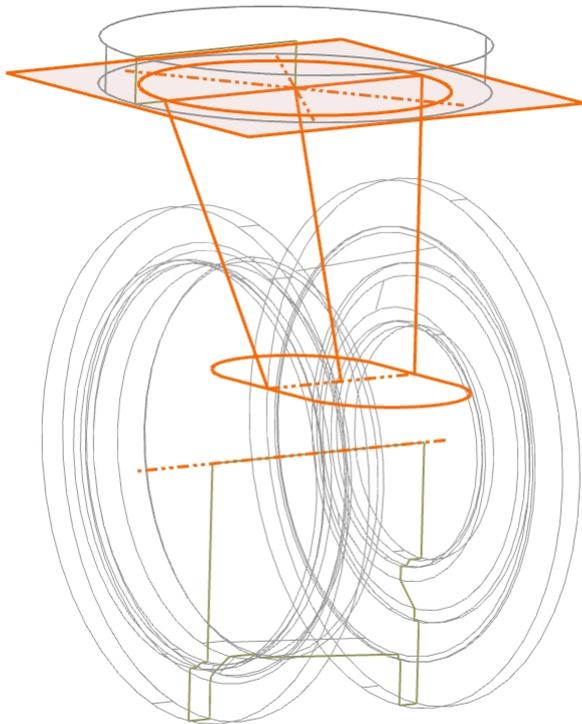


Рис. 4.33. Создание наружных обводов канала корпуса операцией заметание 



Рис. 4.34. Результат действия операции заметание 

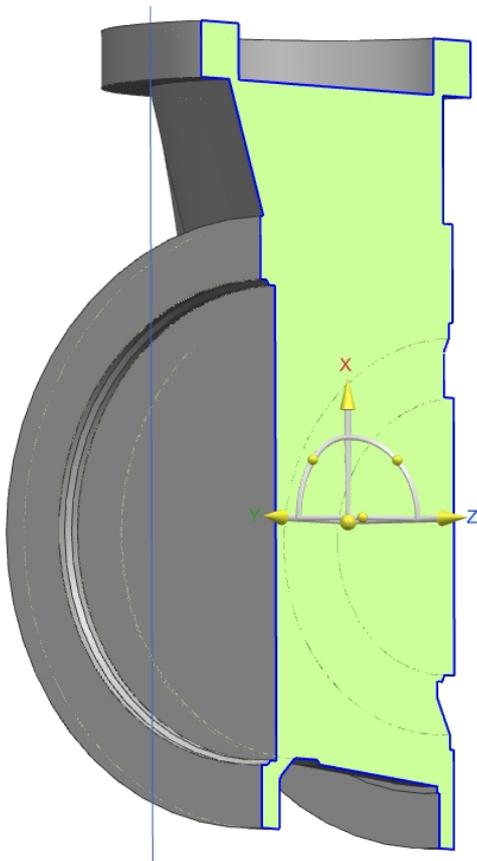


Рис. 4.35. Создание отверстия в верхнем фланце операцией вытягивания 

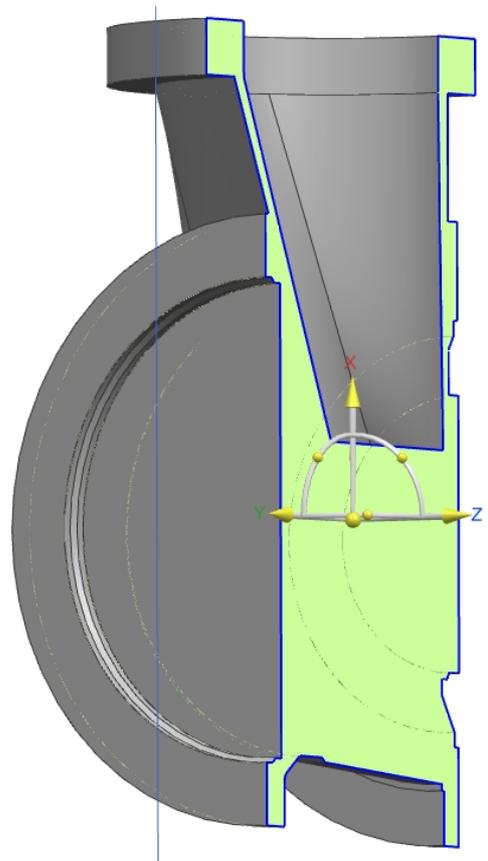


Рис. 4.36. Создание внутренних обводов канала корпуса операцией заметание 

Далее фланец с основной частью корпуса соединяется с помощью операции заметания . Подготовка двух сечений и направляющих отрезков  для операции заметания  показана на рис. 4.33, а результат выполнения операции на рис. 4.34. После создания самой геометрии, нужно присоединить верхний фланец к телу с помощью операции объединить .

На рис. 4.35 и 4.36 показано продолжение формирования внутреннего пространства корпуса операциями вытягивания  и заметания .

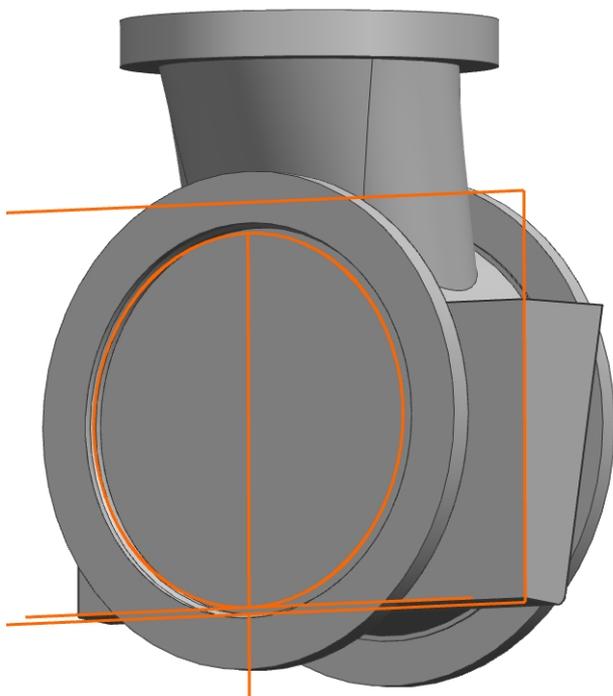


Рис. 4.37. Создание заготовки под внутреннюю полость

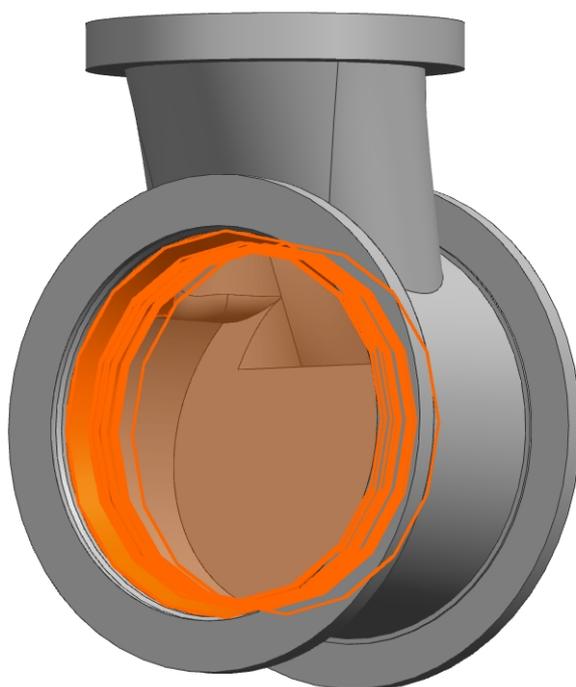


Рис. 4.38. Дальнейшее формирование внутренней полости операцией вращения 

Для корпусных деталей зачастую наиболее выгодным при построении является использование булевых операций сложения  и вычитания , когда отдельные части корпуса, например, геометрия внутренней части формируется отдельно несколькими операциями как независимое тело внутри модели (см. рис. 4.37), затем вычитается  из ранее созданной геометрии.

На рис. 4.38 - 4.41 показано дальнейшее формирование внутренней полости корпуса операциями вращения . В основном, на этом шаге моделируются проточки внутри корпуса, а также создаётся центральная часть, сквозь которую проходит вал.

На рис. 4.42 показано создание заднего фланца операцией вращения . Данный фланец создаётся сейчас, а не на первом шаге, поскольку его ось не совпадает с осью вала и, следовательно, с осью базовой части.



Рис. 4.39. Создание центральной части операцией вращения



Рис. 4.40. Дальнейшее формирование внутренней полости операцией вращения

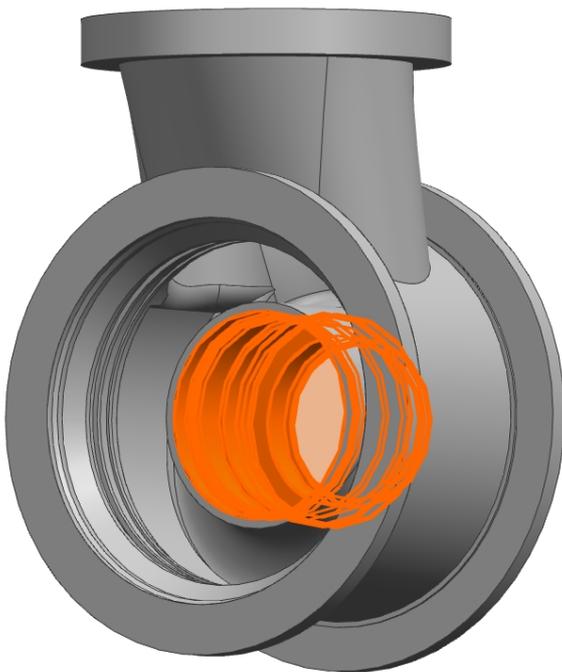


Рис. 4.41. Дальнейшее формирование внутренней полости операцией вращения

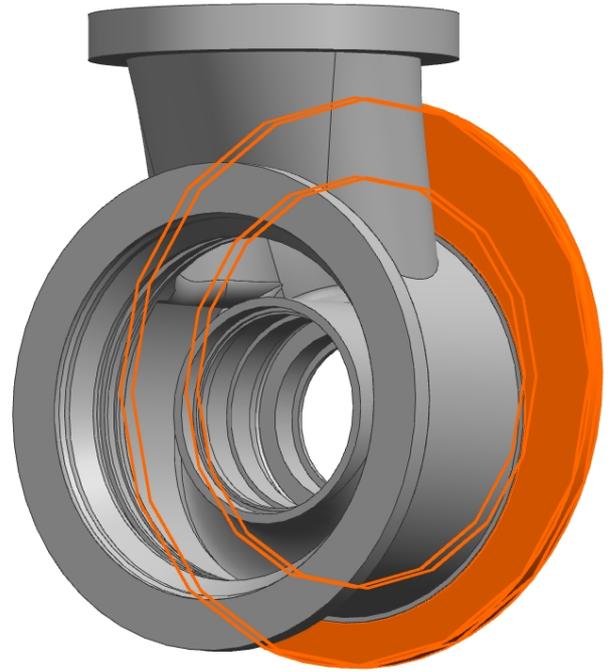


Рис. 4.42. Создание заднего фланца операцией вращения

На рисунке 4.43 объединены сразу несколько операций:

- создание мастер-отверстий на каждом из фланцев операциями отверстие с зенковкой. В зависимости от выбора параметров отверстия, созданные инструментом в древе построения могут отображаться как простое отверстие, резьбовое отверстие и резе используемые размер

отверстия под сверление, свободное отверстие под винт и серия отверстий.

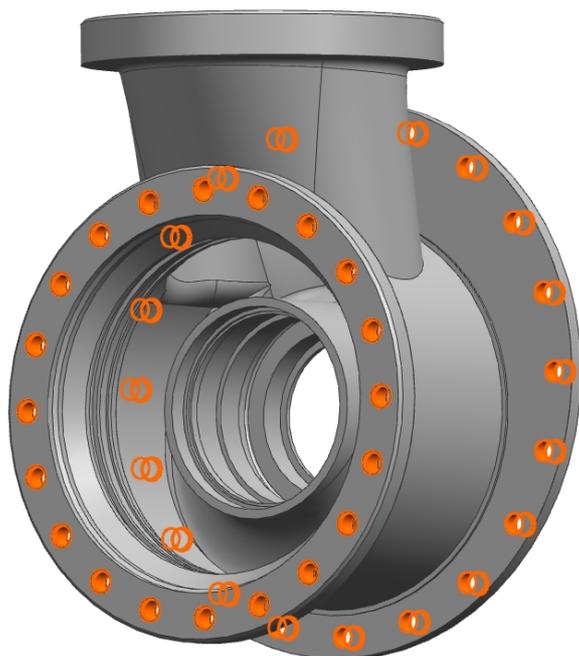


Рис. 4.43. Создание заднего фланца операцией вращение

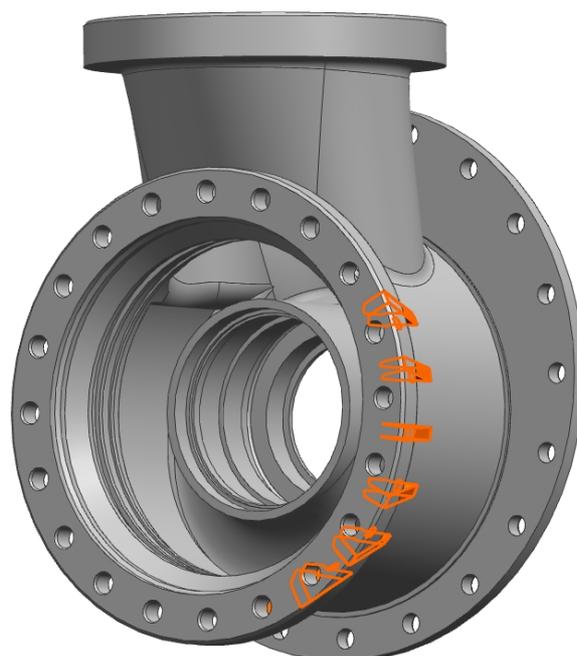


Рис. 4.44. Создание заднего фланца операцией вращение

- создание отдельными круговыми массивами остальных отверстий на переднем и заднем фланцах корпуса.

На рис. 4.44 показано создание рёбер жёсткости на переднем фланце. Рёбра создаются двумя круговыми массивами с использованием одного мастер-элемента ребра, полученного операцией вытягивания.

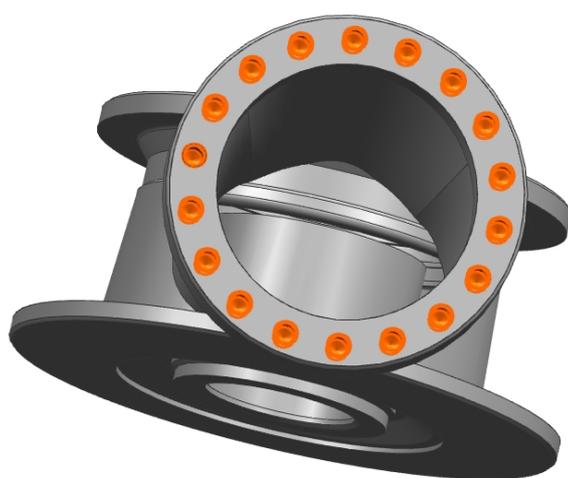


Рис. 4.45. Создание заднего фланца операцией вращение

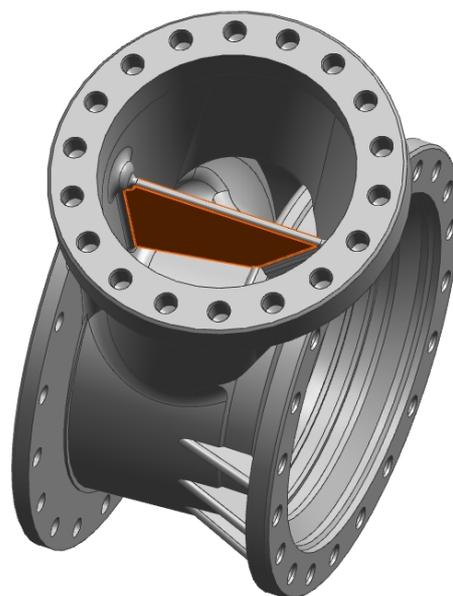


Рис. 4.46. Создание заднего фланца операцией вращение

Затем также производится доработка с использованием дополнительных элементов: скругление граней  и фасок  с целью приблизить модель к оригиналу. Для оценки изменений, вносимых в модель дополнительными элементами, сравните рисунки 4.42 - 4.30. Хорошо видно, что наибольший вклад в реалистичность модели вносит добавление литейных скруглений.

При создании столь сложных деталей как корпуса особенно актуальна рекомендация изучить технологию производства создаваемой детали и положить её в основу алгоритма создания модели, как было сделано в данном случае (получение внешнего контура литьём с дальнейшей механической обработкой), за исключением нескольких отступлений из соображений сокращения трудоёмкости процесса построения модели. Древо построения модели  показано на рис. 4.47.

 История модели	<input checked="" type="checkbox"/>  Вытягивание (26)
<input checked="" type="checkbox"/>  Фиксированная координатна...	<input checked="" type="checkbox"/>  Вычитание (28)
<input checked="" type="checkbox"/>  Фиксированная координатна...	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (29)
<input checked="" type="checkbox"/>  Фиксированная координатна...	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (30)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (3) "SKETCH_000"	<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (31) "SKETCH_008"
<input checked="" type="checkbox"/>  Вращение (4)	<input checked="" type="checkbox"/>  Вращение (32)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (5) "SKETCH_001"	<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (33) "SKETCH_009"
<input checked="" type="checkbox"/>  Вращение (6)	<input checked="" type="checkbox"/>  Вращение (34)
<input checked="" type="checkbox"/>  Фиксированная координатна...	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (35)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (8) "SKETCH_002"	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (36)
<input checked="" type="checkbox"/>  Фиксированная координатна...	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (37)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (11) "SKETCH_003"	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (38)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (12) "SKETCH_004"	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (39)
<input checked="" type="checkbox"/>  Отрезок (13)	<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (40) "SKETCH_010"
<input checked="" type="checkbox"/>  Заметание (14)	<input checked="" type="checkbox"/>  Вращение (41)
<input checked="" type="checkbox"/>  Объединение (15)	<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (42)
<input checked="" type="checkbox"/>  Фиксированная координатна...	<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (43) "SKETCH_011"
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (18) "SKETCH_005"	<input checked="" type="checkbox"/>  Вращение (44)
<input checked="" type="checkbox"/>  Вытягивание (19)	<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (45) "SKETCH_012"
<input checked="" type="checkbox"/>  Заметание (20)	<input checked="" type="checkbox"/>  Вращение (46)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (21) "SKETCH_006"	<input checked="" type="checkbox"/>  Фаска (47)
<input checked="" type="checkbox"/>  Вытягивание (22)	<input checked="" type="checkbox"/>  Фаска (48)
<input checked="" type="checkbox"/>  Координатная плоскость (23)	<input checked="" type="checkbox"/>  Координатная плоскость (49)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (25) "SKETCH_007"	<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (50) "SKETCH_013"

а)

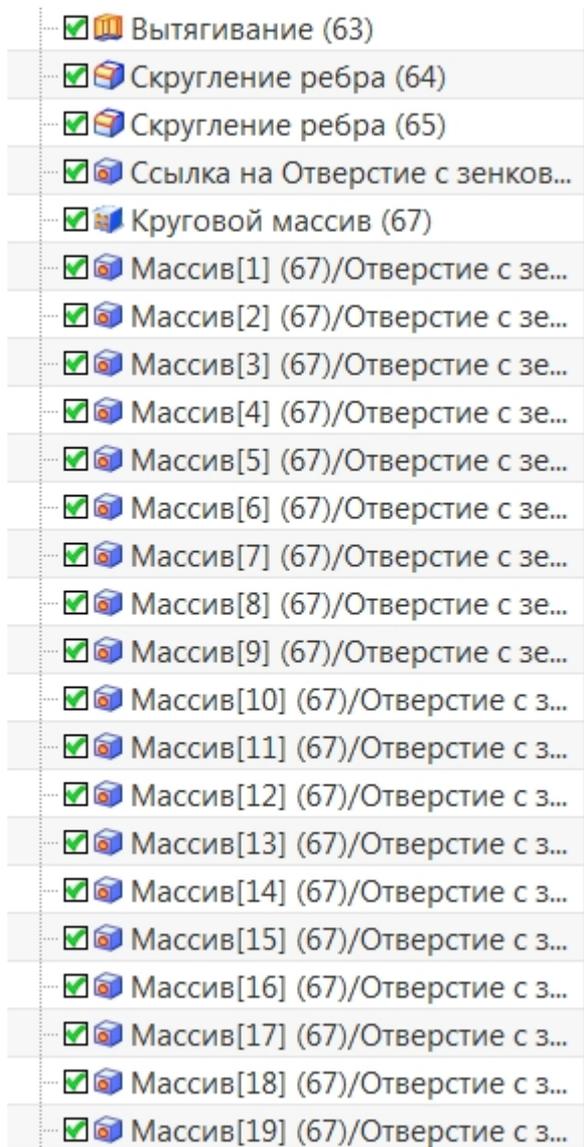
б)

<input checked="" type="checkbox"/>  Скругление ребра (51)
<input checked="" type="checkbox"/>  Ссылка на Отверстие с зенков...
<input checked="" type="checkbox"/>  Координатная ось (53)
<input checked="" type="checkbox"/>  Круговой массив (54)
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[1] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[2] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[3] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[4] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[5] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[6] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[7] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[8] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[9] (54)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[10] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[11] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[12] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[13] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[14] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[15] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[16] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[17] (54)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Координатная плоскость (55)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (56) "SKETCH_014"
<input checked="" type="checkbox"/>  Ребро жесткости (57)

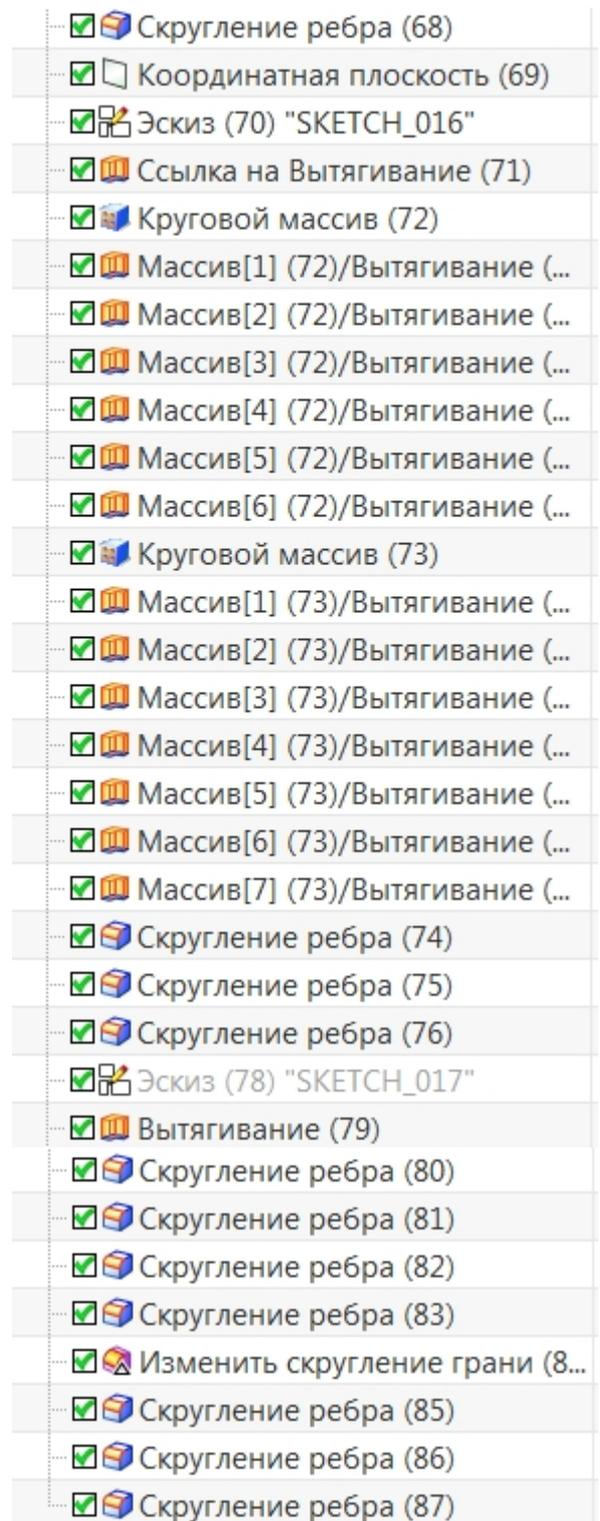
в)

<input checked="" type="checkbox"/>  Ссылка на Отверстие с зенков...
<input checked="" type="checkbox"/>  Круговой массив (59)
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[1] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[2] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[3] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[4] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[5] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[6] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[7] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[8] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[9] (59)/Отверстие с зе...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[10] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[11] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[12] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[13] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[14] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[15] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[16] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[17] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[18] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Массив[19] (59)/Отверстие с з...
<input checked="" type="checkbox"/>  Координатная ось (60)
<input checked="" type="checkbox"/>  Координатная плоскость (61)
<input checked="" type="checkbox"/>  Эскиз (62) "SKETCH_015"

г)



д)



е)

Рис. 4.47. Древо построения модели  "Статор турбины насоса окислителя" ТНА

В древе построения модели  перечислены все операции по её созданию, которые можно соотнести с приведёнными выше рисунками.

## 5. РАСЧЕТ ВАЛА НА КРУЧЕНИЕ

Первым шагом в разработке компоновки турбонасосного агрегата является определение минимального допустимого диаметра вала.

Для определения диаметра вала необходимо знать крутящий момент, рабочую температуру и материал из которого вал изготовлен.

С точки зрения воздействия крутящего момента опасными являются сечение вала, участвующие в его передаче. То есть участки, начиная с турбины и заканчивая рабочими колесами насосов. Примеры эпюр распределения крутящего момента по длине ротора представлены на рис. 5.1, 5.2.

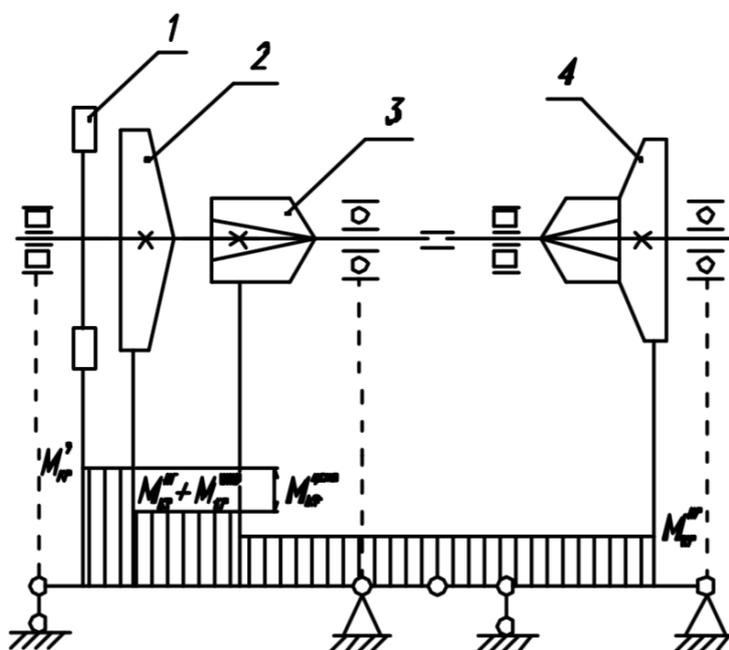


Рис. 5.1. Эпюра крутящего момента для одновального турбонасосного агрегата: 1 – рабочее колесо турбины; 2 – центробежная крыльчатка насоса окислителя; 3 – шнек насоса окислителя; 4 – шнекоцентробежная крыльчатка насоса горючего;  $M_{кр}^T$  – крутящий момент, передаваемый турбиной на ротор;  $M_{кр}^{ЦШНО}$  – крутящий момент центробежной ступени насоса окислителя;  $M_{кр}^{ШНО}$  – крутящий момент шнека насоса окислителя;  $M_{кр}^{НГ}$  – крутящий момент насоса горючего

Для проектируемого ТНА на основании выбранной конструктивной схемы строится эпюра крутящих моментов, определяются наиболее нагруженные сечения и определяется минимальный допустимый диаметр вала.

Значение крутящего момента определяется суммой мощностей, затрачиваемых на привод элементов ротора, и передается рассматриваемым участкам вала.

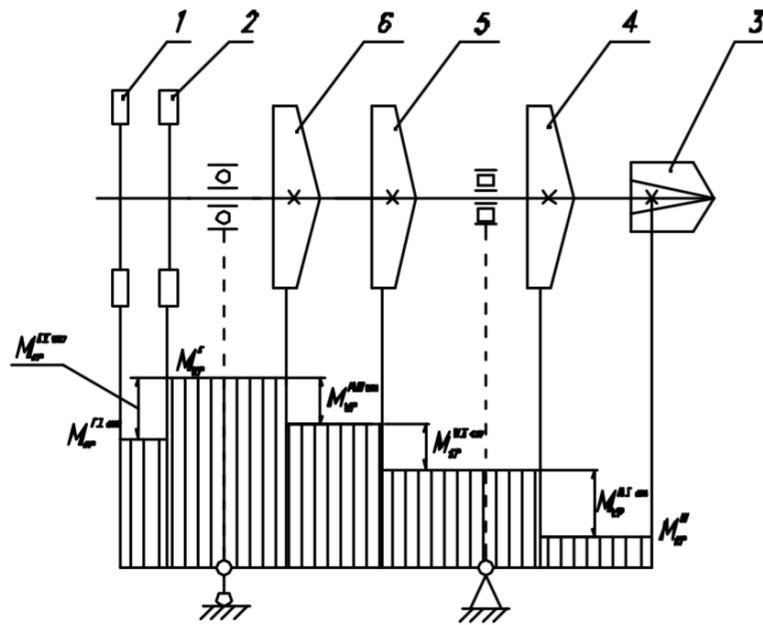


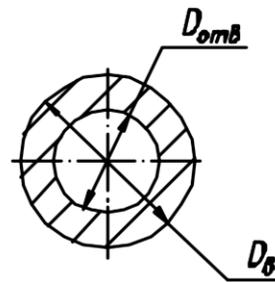
Рис. 5.2. Эпюра крутящего момента для турбонасосного агрегата водорода: 1 – рабочее колесо первой ступени турбины; 2 – рабочее колесо второй ступени турбины; 3 – шнек насоса; 4 – центробежная крыльчатка первой ступени насоса; 5 – центробежная крыльчатка второй ступени насоса; 6 – центробежная крыльчатка третьей ступени насоса;  $M_{кр}^{Iст}$  – крутящий момент, создаваемый первой ступенью турбины;  $M_{кр}^{IIст}$  – крутящий момент, создаваемый второй ступенью турбины;  $M_{кр}^T$  – суммарный крутящий момент турбины;  $M_{кр}^{Iст}$  – крутящий момент шнека;  $M_{кр}^{IIст}$  – крутящий момент крыльчатки I ступени насоса;  $M_{кр}^{IIIст}$  – крутящий момент крыльчатки II ступени насоса;  $M_{кр}^{IIIст}$  – крутящий момент крыльчатки III ступени насоса.

Крутящий момент определим, зная частоту вращения и мощность насоса

$$M_{кр} = N / \omega,$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

[N] – Вт  
 [ $M_{кр}$ ] – Н·м  
 [ $\omega$ ] – 1/с



Момент сопротивления кручению определим по следующей зависимости:

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot D_{\text{б}}^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{D_{\text{отв}}}{D_{\text{б}}} \right)^3 \right], \text{ М}^3,$$

где  $D_B$  – наружный диаметр вала (рис 5.3), если на наружной поверхности вала выполнены шлицы или резьба, то в качестве наружного диаметра используют средний диаметр шлиц или резьбы, должно быть учтено уменьшение диаметра вала в районе канавок под нарезание резьбы и выход долбяка для шлицев, м;

$D_{отв}$  – диаметр отверстия в валу, аналогично наружному диаметру, если на внутренней поверхности отверстия выполнены шлицы или резьба, то в качестве внутреннего диаметра принимается их средний диаметр, м.

Зная материал и рабочую температуру определим допустимые значения касательных напряжений  $[\tau_{кр}]$ . Из таблиц **Приложений А–Н** выберем предел прочности материала при заданной температуре,  $\sigma_B$ , МПа. Допустимое значение предела прочности определим как отношение табличного значения предела прочности к коэффициенту запаса,  $K_B$ :

$$[\sigma_B] = \sigma_B / K_B, \text{ Па,}$$

$K_B$  примем в диапазоне от 1,4 до 1,6. С учетом полученного значения  $[\sigma_B]$  определим  $[\tau_{кр}]$ :

$$[\tau_{кр}] = 0,6 \cdot [\sigma_B], \text{ Па.}$$

Касательные напряжения:

$$\tau_{кр} = M_{кр} / W_{кр}, \text{ Па.}$$

С учетом этого минимальный диаметр вала при нулевом диаметре отверстия:

$$D_B^{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}, \text{ м.}$$

Получив минимальный допустимый диаметр вала можем рассмотреть возможность выполнения в валу отверстия, при необходимости скорректировать конструктивную схему ТНА. Например, если  $D_B^{min} > D_{вт}$ , рабочее колесо может быть расположено только консольно относительно опор ротора.

Расчёт вала на кручение также может быть выполнен в ПО ANSYS. Рассмотрим пример расчёта для классического интерфейса. Возьмём

абстрактный кусок вала (в случае, если создание одного ТНА ведётся группой человек, каждый рассчитывает свой участок вала), состоящий из двух круглых полых участков (см. рис. 5.3). Первый участок имеет диаметр  $D1 = 2$  м, диаметр отверстия  $d1 = 1$  м, длину  $L1 = 3$  м. Второй участок имеет диаметр  $D2 = 2,5$  м, диаметр отверстия  $d2 = 1,5$  м, длину  $L2 = 2$  м. Вал сделан из стали (плотность  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>, модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^{11}$  МПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0.33$ ). На вал действуют нагрузки от рабочих колёс: момент между участками  $10$  кН/м по часовой стрелке и момент на правом конце вала (см. рис. 5.3) в минус  $15$  кН/м против часовой стрелки.

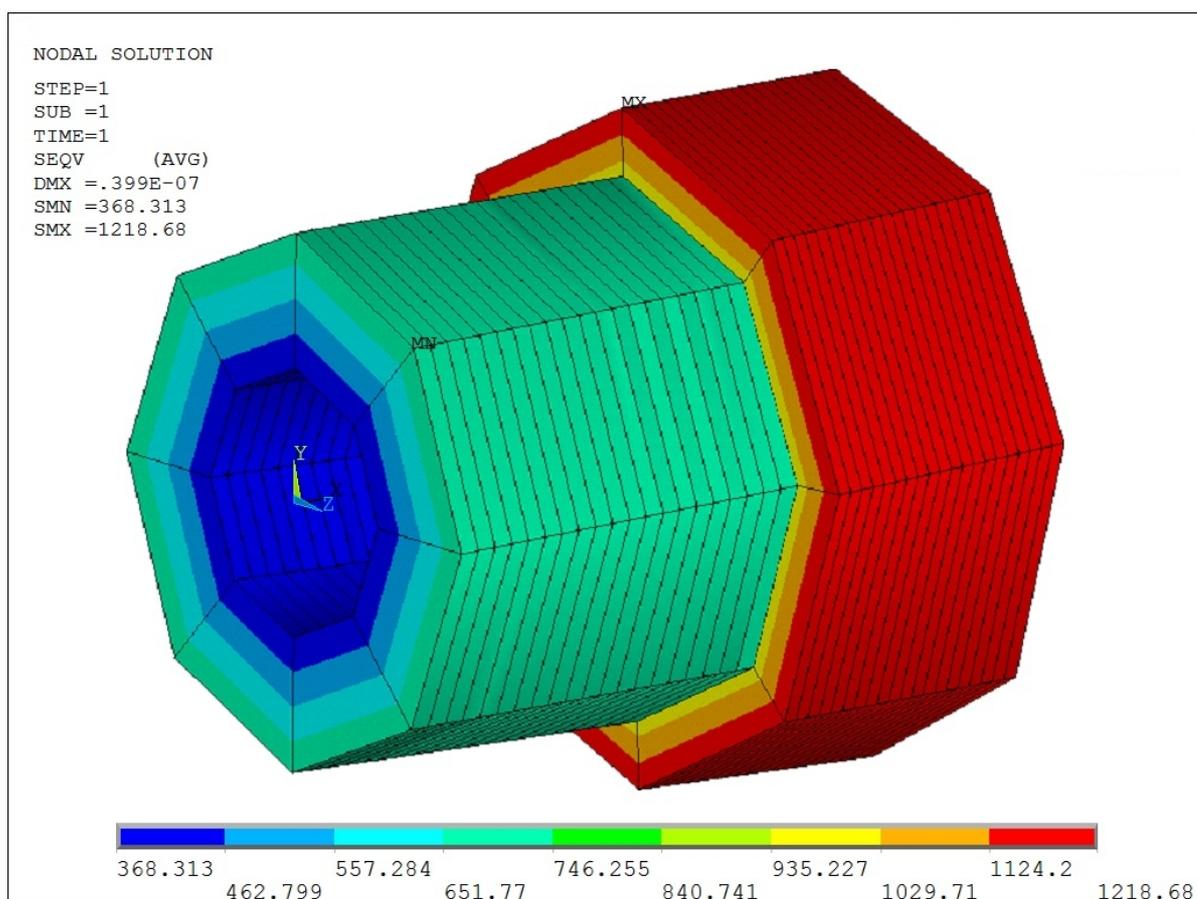


Рис. 5.3. Распределение напряжений по участку вала (МПа)

Рассмотрим макрос, описывающий данную задачу. Строки, начинающиеся со знака "!", ANSYS игнорирует, поэтому они использованы для описания содержания выполняемой операции. Макрос может создаваться в обычном текстовом файле (\*.txt). Расчёт ведётся в линейной постановке, т.е. вал заменяется осью, разбитой на участки, каждый имеющий своё поперечное сечение. Каждый участок создаётся отдельной линией между ключевыми точками. На границах между участками (в ключевых точках) прикладываются крутящие моменты (относительно оси X) и закрепления. Один конец вала, в данном случае левый, считается жёстко закреплённым

(решается статическая задача), на правом конце запрещены радиальные перемещения (оси Y, Z). Подробнее об использовании ANSYS Mechanical можно узнать в [36, 34].

```
/BATCH
/input,menust,tmp,",,,,,,,,,,,,,1
WPSTYLE,,,,,,,,,0
/PREP7
! Выбор типа конечного элемента, балочный элемент, позволяющий учесть нелинейность
ET,1,BEAM189
! Задание свойств конечного элемента, допускающее возможность кручения на основе
! уравнений балки Тимошенко
KEYOPT,1,1,0
KEYOPT,1,2,0
KEYOPT,1,4,2
KEYOPT,1,6,0
KEYOPT,1,7,2
KEYOPT,1,9,3
KEYOPT,1,11,0
KEYOPT,1,12,0
KEYOPT,1,15,0
! Задание свойств материала
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,2e11
MPDATA,PRXY,1,,0.33
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,DENS,1,,7800
! Задание свойств поперечного сечения первого участка
SECTYPE, 1, BEAM, CTUBE, , 0
SECOFFSET, CENT
SECDATA,1,2,0,0,0,0,0,0,0,0,0
! Задание свойств поперечного сечения второго участка
SECTYPE, 2, BEAM, CTUBE, , 0
SECOFFSET, CENT
SECDATA,1.5,2.5,0,0,0,0,0,0,0,0,0
! Построение ключевых точек, границ между участками, по координатам
K,1,0,0,0,
K,2,3,0,0,
K,3,5,0,0,
! Построение самих участков отдельными отрезками
LSTR, 1, 2
LSTR, 2, 3
! Связь отдельных участков с заданным материалом и поперечным сечением
! Участок 1
```

```

CM,_Y,LINE
LSEL, , , , 1
CM,_Y1,LINE
CMSEL,S,_Y
!*
CMSEL,S,_Y1
LATT,1, ,1, , , ,1
CMSEL,S,_Y
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
!*
CM,_Y,LINE
! участок 2
LSEL, , , , 2
CM,_Y1,LINE
CMSEL,S,_Y
!*
CMSEL,S,_Y1
LATT,1, ,1, , , ,2
CMSEL,S,_Y
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
! Выбор качества разбиения модели, 20 элементов на участок
LESIZE,ALL, , ,20, ,1, , ,0,
! Разбиение на конечные элементы
FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-2
LMESH,P51X
! Закрепление точки 1 по всем степеням свободы, ALL (жёсткая заделка)
! FITEM,2,i, где i - номер точки.
FLST,2,1,3,ORDE,1
FITEM,2,1
!*
/GO
DK,P51X, , , ,0,ALL, , , , , ,
! Приложение ко второму участку момента 10кН/м
FLST,2,1,3,ORDE,1
FITEM,2,2
!*
/GO
FK,P51X,MX,10000
! Приложение к первому участку момента -15кН/м
FLST,2,1,3,ORDE,1
FITEM,2,3

```

```

!*
/GO
FK,P51X,MX,-15000
! Запрещение радиальных перемещений правого конца вала
FLST,2,1,3,ORDE,1
FITEM,2,3
!*
/GO
DK,P51X, , , ,0,UY,UZ, , , ,
! Запуск на расчёт в линейной постановке
FINISH
/SOL
!/STATUS,SOLU
SOLVE
FINISH
/POST1

```

В случае неясностей можно выполнять данный макрос частями, делая вызывающие ошибки части средствами графического интерфейса ANSYS Mechanical и сохраняя результаты работы в виде своих частей макроса (командой сохранения log-файла) с добавлением их в основной макрос.

При выполнении задачи в среде WorkBeanch, которая не поддерживает балочные элементы, в пакет загружается объёмная модель вала, которая аналогично закрепляется и нагружается крутящими моментами, за исключением того, что закрепление происходит не по точкам, а по граням (торцам вала или ступенькам перехода между диаметрами). При этом требуется контроль качества сетки конечных элементов. Подробнее о работе в ANSYS WorkBeanch можно узнать в [37].

## 6. ВЫБОР ОПОР

На сегодняшний день основным видом опор роторов для ТНА ЖРД являются шарикоподшипники.

Основными преимуществами подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения являются:

- меньшие моменты сил трения и тепловыделения; малая зависимость моментов сил трения от скорости; значительно меньшие (в 6...10 раз), чем в подшипниках скольжения пусковые моменты;

- меньшие требования по уходу, расходу смазочного (охлаждающего) материала;

- большая несущая способность на единицу ширины подшипника.

- к основным недостаткам подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения относятся:

- высокие контактные напряжения, т.е. ограниченный срок службы;

- увеличенные диаметральные размеры;

- высокая стоимость уникальных подшипников при мелкосерийном производстве;

- меньшая способность к демпфированию колебаний;

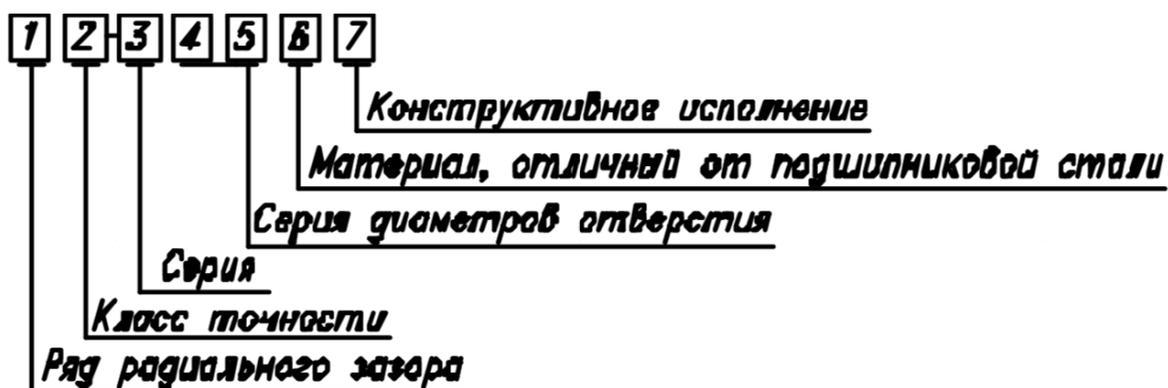
- повышенный шум при высоких частотах вращения.

В настоящее время производят подшипники качения в широком диапазоне типоразмеров: от 0,5 мм до 2 м и более.

В диапазоне внутренних диаметров от 3 до 10 мм подшипники качения стандартизированы через 1 мм, до 20 мм – через 2..3 мм, до 495 мм – через 5 мм.

По габаритным размерам подшипники разделяют на размерные серии. В зависимости от габаритных радиальных размеров бывают сверхлегкие (две серии), особо легкие (две серии), легкие, средние, тяжелые подшипники (всего семь серий). По ширине колец они подразделяются на узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

В ТНА ЖРД как правило применяются шарикоподшипники легкой серии. Расшифровать обозначения подшипников можно следующим образом:



В ТНА ЖРД применяют подшипники 2, 3 и 4 рядов радиальных зазоров.

Точность подшипников качения определяется точностью основных размеров деталей подшипников. Точность вращения подшипников характеризуется радиальными и боковыми биениями дорожек качения, биениями торцов наружного и внутреннего колец. Наибольшее значение имеет точность внутреннего вращающегося кольца, так как его биения передаются непосредственно на вал.

В порядке повышения точности подшипники выпускают следующих классов точности: 0, 6, 5, 4, 2. Для примера соотношения точности подшипников разных классов ниже в табл. 6.1 приведены максимально допустимые значения биений внутренних колец подшипников диаметром 50...80 мм:

Таблица 6.1

Класс точности	0	6	5	4	2
Биение, мкм	20	10	5	4	2,5

При повышении классов точности стоимость подшипников существенно возрастает. В ТНА ЖРД используют подшипники 5 и 4 классов точности.

По серии в ТНА применяют обычно подшипники легкой – 2, реже особо легкой – 1 серий. Для подшипников общепромышленного назначения применяют подшипниковую сталь ШХ 16. В ТНА ЖРД обычно применяют высокопрочную нержавеющей сталь типа 95 X18. В табл. 6.2 приведены условные знаки обозначения подшипников, детали которых изготовлены не из стали ШХ 16.

Таблица 6.2

Материал деталей	Знак
Сталь: - теплоустойчивая - нержавеющая - цементируемая	Р Ю Х
Пластмассы, стекло, керамика	Я
Сталь: - быстрорежущая - подшипниковая со специальными присадками (ванадий, кобальт, молибден и т.д.) - теплопрочные	Р Э Н
Сепаратор массивный: - из бронзы - из сталей или ферро магнитных сплавов - из латуни - из легких сплавов - из текстолита, полиамида или пластмассы	Б Г Л Д Е

В опорах ТНА ЖРД обычно применяют однорядные шариковые подшипники качения: радиальные и радиально - упорные.

Подшипники качения (рис. 6.1) состоят из следующих основных деталей: наружного и внутреннего колец с дорожками качения, тел качения и сепараторов.

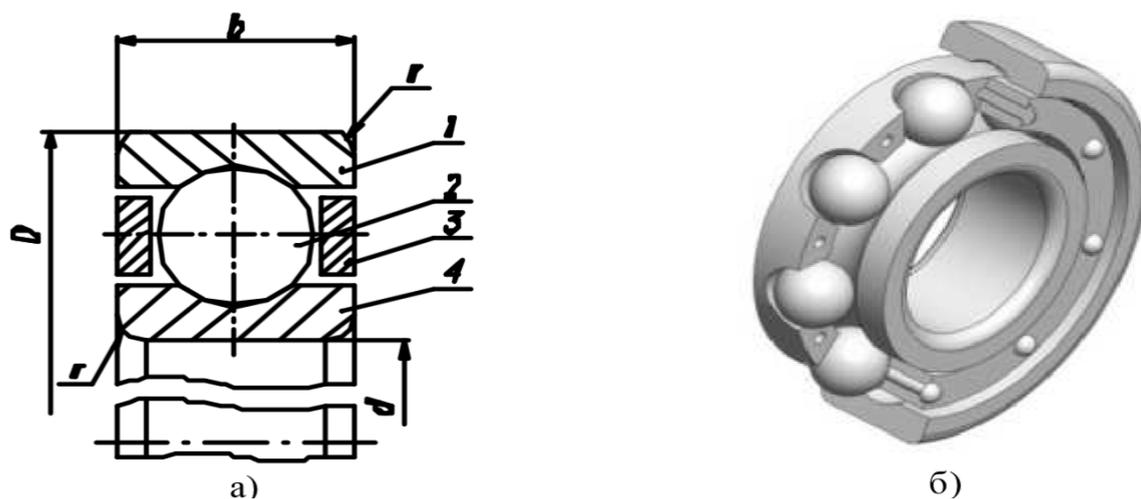


Рис. 6.1. Шарикоподшипник: а) схема и основные размеры; б) внешний вид  
1 – наружное кольцо; 2 – тело качения; 3 – сепаратор; 4 – внутреннее кольцо

Радиальные шарикоподшипники (рис. 6.1) служат для восприятия радиальной силы, действующей на ротор со стороны рабочих колес и от дисбаланса. Они могут фиксировать вал в осевом направлении и передавать осевую нагрузку. Сепаратор служит для отделения шариков от взаимного

соприкосновения.

В процессе работы сепаратор вращается с частотой вращения:

$$\omega_c = \frac{\omega}{2 \cdot \left(1 + \frac{d_{ш}}{d_1}\right)},$$

$\omega$  – частота вращения ротора, 1/с;

$d_{ш}$  – диаметр тела качения, м;

$d_1$  – диаметр беговой дорожки внутреннего кольца подшипника, м.

Центрирование сепаратора выполняют по наружному или внутреннему кольцу. Центрирование по наружному кольцу имеет ряд преимуществ по сравнению с центрированием по внутреннему кольцу: лучший отвод тепла от сепаратора через более холодное наружное кольцо, более благоприятные условия смазки подшипника, меньше удельное давление на центрирующую поверхность, лучшая балансировка (самобалансировка) сепаратора в процессе работы.

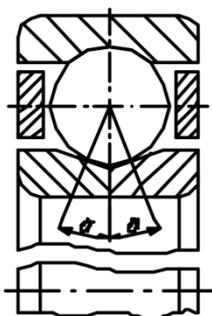


Рис. 6.2. Радиально-упорный шарикоподшипник

Радиально-упорные шарикоподшипники применяют для восприятия осевой и радиальной нагрузок с преобладающей осевой. Широкое распространение, особенно в авиационных газотурбинных двигателях получили двух-, трех-, и четырехточечные радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта  $\alpha$  от 15 до 26° (рис. 6.2).

Для повышения несущей способности подшипников внутреннее кольцо выполняют разъемным. Это позволяет увеличить число тел качения (~ на 25 %) по сравнению с неразъемным подшипником, повысить точность обработки беговых дорожек, дает возможность применить более прочный неразъемный сепаратор.

### Выбор подшипников

Внутренний диаметр подшипника выбирают в соответствии с размером вала в опоре. Выбранный по каталогу или настоящему пособию (рис. 6.3, табл. 6.3, 6.4) подшипник проверяют на быстроходность и определяют расчетную долговечность.

Быстроходность подшипников оценивают параметром  $D_{ср} \cdot \omega$ ,  $D_{ср} = (D+d)/2$  – средний диаметр подшипника, мм,  $\omega$  – частота вращения ротора, рад/с. Подшипники насосов кислорода, азотного тетроксид, керосина, несимметричного диметилгидразина ТНА ЖРД удовлетворительно работают

при быстроходности  $ср D \cdot \omega$  до  $2,5 \cdot 10^5$  мм·рад /с; насосов жидкого водорода – при быстроходности до  $(3,0 \dots 3,2) \cdot 10^5$  мм·1/ с.

На рис. 6.4 представлен фрагмент ротора с подшипником и крыльчаткой, посаженными на вал.

Следует отметить, что выбор внутреннего диаметра подшипника связан не только с минимальным допустимым диаметром вала, но и с выбором посадочных диаметров рабочих колес, размерами шлицевых соединений (см. рис. 6.4).

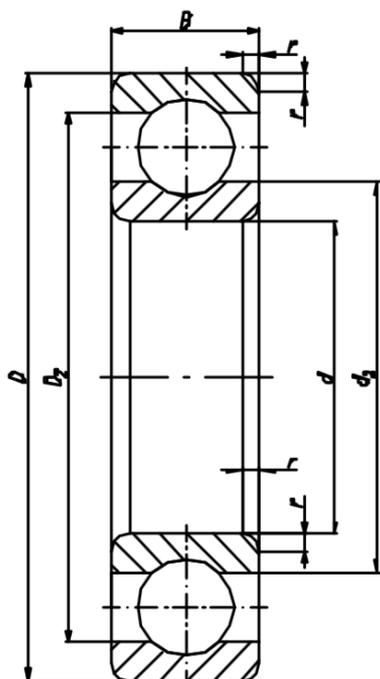


Рис. 6.3. Схема шарикоподшипника

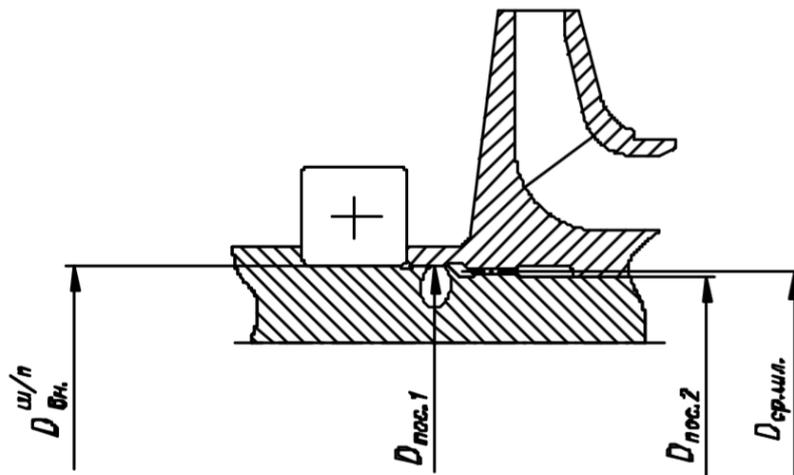


Рис. 6.4. Фрагмент конструкции ротора

Таблица 6.3

Шарикоподшипники радиальные однорядные ГОСТ 8338-75  
Легкая серия

Обозначение	Размеры, мм						Шарики		Грузоподъемность, кН	
	$d$	$D$	$B$	$r$	$d_2$	$D_2$	Диаметр	Кол-во	$C_K$	$C_{0K}$
204	20	47	14	1,5	28,3	39,5	7,94	8	10,0	6,3
205	25	52	15	1,5	33,3	43,9	7,94	9	11,0	7,09
206	30	62	16	1,5	40,3	51,7	9,53	9	15,3	10,2
207	35	72	17	2	46,9	60,2	11,11	9	20,1	13,9
208	40	80	18	2	52,4	67,6	12,7	9	25,6	18,1
209	45	85	19	2	57,4	72,6	12,7	9	25,7	18,1
210	50	90	20	2	61,8	77,6	12,7	10	27,5	20,2
211	55	100	21	2,5	68,7	86	14,29	10	34,0	25,6
212	60	110	22	2,5	75,7	94,5	15,88	10	41,1	31,5
213	65	120	23	2,5	82,5	102,5	16,67	10	44,9	34,7
214	70	125	24	2,5	87	108	17,46	10	48,8	38,1
215	75	130	25	2,5	92	113	17,46	11	51,9	41,9

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные ГОСТ 831-75  
Легкая серия

Обозначение		Размеры, мм			Количество шариков	Грузоподъемность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$d$	$D$	$B$		$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
						$C_{0K}$	$C_{0K}$	$C_{0K}$	$C_{0K}$
36204	46204	20	47	14	11	12,3	8,47	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15	12	13,1	9,24	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16	12	18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	12	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18	12	30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19	13	32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20	14	33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21	14	41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22	14	48,2	40,1	45,4	36,8
-	46213	65	120	23	15	-	-	54,4	46,8
36214	-	70	125	24	15	63,0	55,9	-	-
-	36215	75	130	25	16	-	-	61,5	54,8

*Примечание.* Диаметр шариков, размеры  $r$ ,  $D_2$  и  $d_2$  соответствует размерам для радиальных однорядных подшипников легкой серии.

Условие превышения или, в крайнем случае, равенств диаметра вала по отношению к допустимому значению должно выполняться и для внутреннего диаметра шарикоподшипника ( $D_{\text{ш}}^{\text{вн}}$ ), диаметра первой со стороны подшипника посадочной поверхности ( $D_{\text{пос1}}$ ), среднего диаметра шлицевого соединения ( $D_{\text{ср.ш}}$ ). При этом должно выполняться условие, обеспечивающее удобство монтажа составных частей на вал:  $D_{\text{ш}}^{\text{вн}} > D_{\text{пос1}} > D_{\text{нар.ш}}$  ( $D_{\text{нар.ш}}$  – наружный диаметр шлицев на валу). Разность между этими диаметрами должна составлять не менее 0,1–0,2 мм.

В современных конструкциях ТНА применяют в основном двухопорные роторы. Схема установки двухопорного вала на подшипниках качения зависит от сил, действующих на ротор, расстояния между опорами и ресурса их работы. Для малоресурсных ТНА при небольшом расстоянии между опорами и сбалансированной осевой нагрузке применяют следующие схемы [1]:

– оба подшипника фиксируют в осевом направлении по валу (внутреннему кольцу). 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 при работе и, тем самым, исключает дополнительные усилия на подшипнике от нагрева (рис. 6.5 а).

– 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. 6.5 б).

Осевое перемещение опоры относительно корпуса происходит по таким поверхностям скольжения: в первом варианте – 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 и в корпус.

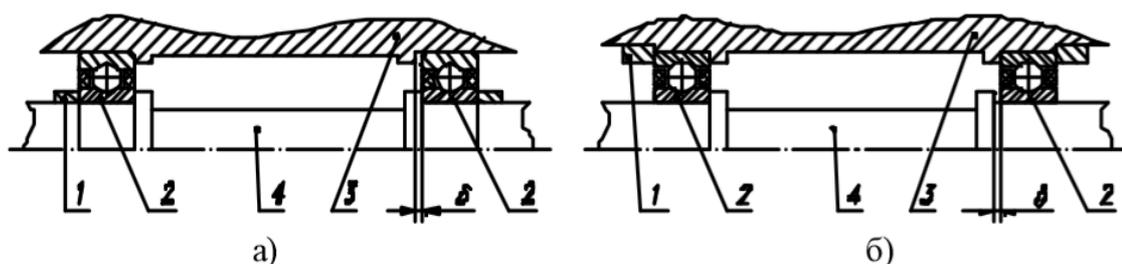


Рис. 6.5. Схемы осевой фиксации ротора ТНА при малом расстоянии между подшипниками: а) фиксация подшипника на валу; фиксация подшипников в корпусе  
1 – упор; 2 – подшипник; 3 – корпус ТНА; 4 – вал;  $\delta$  – осевой зазор

Таким образом, в обоих указанных случаях 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. Этот подшипник называют радиально-упорным, воспринимающим как радиальные, так и осевые нагрузки. Вторым подшипник фиксируют в обоих направлениях только по валу и он может перемещаться в осевом направлении в корпусе (рис. 6.6 а), либо только по корпусу, при этом подшипник может перемещаться в осевом направлении по валу (рис. 6.6 б). Этот подшипник воспринимает только радиальные нагрузки, его называют радиальным или плавающим. Первый вариант установки плавающего подшипника является более предпочтительным, так как опасность проворачивания наружного кольца подшипника в корпусе

ниже, чем опасность проворачивания вала во внутреннем кольце подшипника.

Опоры ротора желательно располагать как можно 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, по возможности, располагать в местах с меньшей радиальной силой и минимальным нагревом подшипника со стороны турбины.

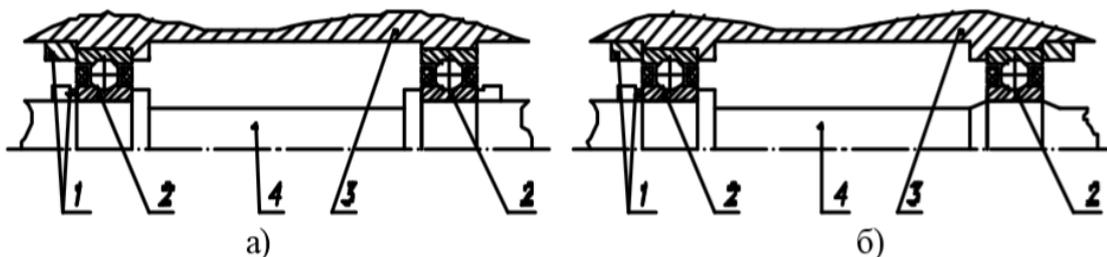


Рис. 6.6. Схемы осевой фиксации ротора ТНА при большом расстоянии между подшипниками: а) фиксация одного подшипника в корпусе и по валу, а второго только по валу (соответственно упорный и плавающий подшипники); б) фиксация одного подшипника в корпусе и по валу, а второго – только в корпусе  
1 – упор; 2 – подшипник; 3 – вал; 4 – корпус ТНА

Гнездо в корпусе под подшипник и шейку вала обрабатывают с точностью, обеспечивающей заданный натяг или зазор. Как правило применяют два вида комбинаций посадок:

- на валу – по посадке скольжения, а в корпусе – с натягом;
- 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 дорожками качения) уменьшится по сравнению с первоначальным из-за деформации наружного кольца, запрессованного в корпус, либо из-за увеличения диаметра внутреннего кольца, напрессованного на вал. Точность изготовления опоры и ее элементов должна быть сопоставима с точностью изготовления и монтажа подшипникового узла. При этом должна быть обеспечена высокая точность центрирования вала, низкий коэффициент трения и его постоянство на всех режимах работы ТНА.

### **Особенности конструкции опор ТНА с шарикоподшипниками**

В современных конструкциях ТНА в опорах роторов, как правило, используют шарикоподшипники. Известно, что с увеличением размеров тел

качения, то есть с увеличением серии подшипников повышается несущая способность, но снижается допустимая быстроходность подшипника. Тщательная разгрузка роторов от осевых и радиальных нагрузок способствовала применению в ТНА, в основном, радиальных подшипников легкой серии, обладающих высокой быстроходностью. Такие подшипники применяют как в качестве плавающих, так и упорных. При малом радиальном зазоре в подшипнике из-за натяга по посадке внутреннего кольца, или из-за разницы термических деформаций вала и корпуса, особенно в криогенных агрегатах, может произойти заклинивание подшипника. Поэтому в ТНА, как правило, применяют шарикоподшипники с радиальным зазором, соответствующим третьему, реже второму или четвертому ряду. В качестве твердой смазки на дорожки качения наносят свинцовое покрытие. Для повышения стойкости к возгоранию подшипника в среде кислорода в качестве твердой смазки применяют серебряное покрытие. Подшипники ТНА выполняют с массивными клепаными сепараторами из стали, алюминиевых сплавов, бронзы или фторопласта. Шарикоподшипник с сепаратором из фторопласта обладает самосмазывающими свойствами из-за переноса при вращении ротора фторопласта на тела качения.

Для обеспечения осевой подвижности ротора и нормального функционирования автомата осевой разгрузки наружное кольцо шарикоподшипника устанавливают в корпус с минимальным гарантированным зазором. Обычно величина гарантированного диаметрального зазора находится в пределах 0,00–0,05 мм. Внутренне кольцо устанавливают с минимальным зазором 0,00–0,02 мм, а при массивных или закритических роторах с натягом 0,00–0,03 мм. Для облегчения монтажа подшипника с натягом на вал наносят серебряное или медное покрытие.

В некоторых конструкциях ТНА применяют шарикоподшипники с разъемным внутренним кольцом. В таких подшипниках можно увеличить угол контакта тел качения, что повышает его несущую способность 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 единой детали – без заклепок. Это повышает его работоспособность, а исключение заклепок позволяет повысить несущую способность подшипника за счет увеличения количества тел качения. Применение подшипника с сепаратором без заклепок и разъемным внутренним кольцом целесообразно при малом размере вала, так

как наличие в сепараторе отверстий под заклепки при малом его диаметре может существенно снизить его прочностные характеристики.

В опорах могут устанавливаться как одиночные, так и сдвоенные шарикоподшипники. Сдвоенные шарикоподшипники часто называют дуплексами (рис. 6.7) [1]. Такие подшипники не нашли особенно широкого применения в ТНА, их устанавливают только в тяжело нагруженных роторах, например, водородных насосов. Оба подшипника дуплекса при соответствующем подборе размеров распорных колец, устанавливаемых между наружными и внутренними кольцами подшипника, могут воспринимать осевые нагрузки. Однако установка дуплекса в целях повышения несущей способности подшипника по отношению к осевой нагрузке не оправдывает 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, после износа одного из подшипников, ходом осевое усилие воспринимает второй подшипник. Дуплекс поставляется подшипниковым заводом как единый комплект, в котором подшипники подбирают по осевой игре, 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 вращения ротора и обеспечивают демпфирование колебаний ротора. Выбором требуемой жесткости 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, а так же перемещения ротора при переходе через резонансную (критическую) частоту вращения.

В некоторых конструкциях роторов ТНА в опорах применяют пружины предварительного натяга шарикоподшипников. Назначение пружин предварительного натяга многофункционально. Пружины устраняют осевые зазоры в подшипниках, создают в них заданное осевое усилие, что снижает вероятность проскальзывания шариков, что особенно часто проявляется при значительных градиентах изменения частоты вращения ротора. Кроме того, при использовании автоматов осевой разгрузки осевая сила, действующая на подшипник, может быть близка к нулю, что может способствовать проскальзыванию шариков. Поэтому для достижения повышенного ресурса

работы подшипников ТНА с автоматами осевой разгрузки целесообразно применять подшипники пружины предварительного осевого натяга.

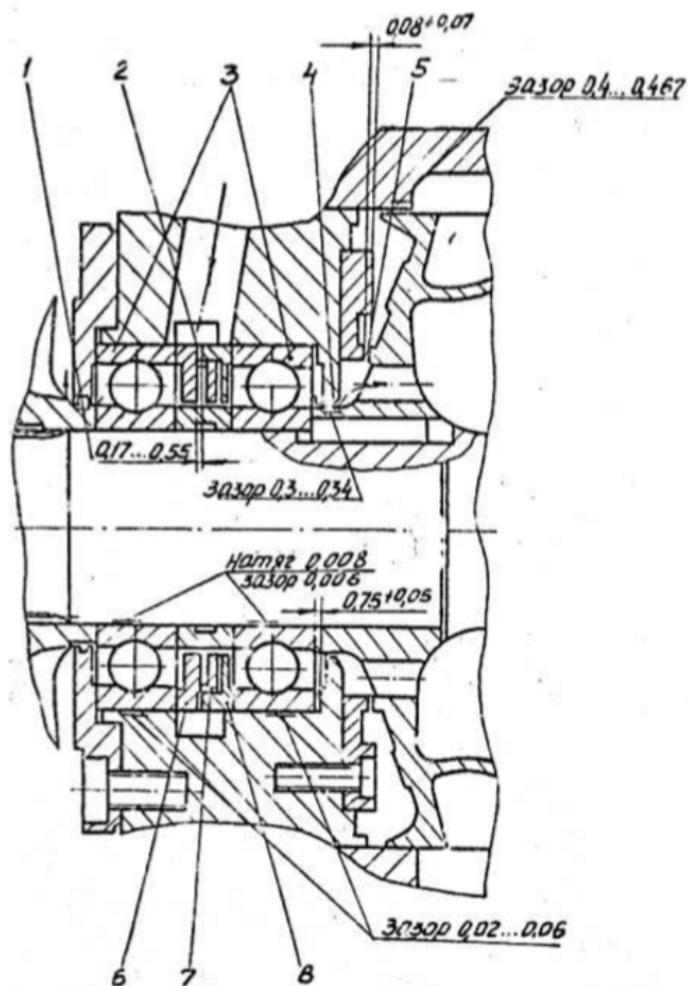


Рис. 6.7. Опора ТНА со сдвоенными шарикоподшипниками

1 – вал; 2 – кольцевая щель; 3 – подшипники; 4 – щелевое уплотнение; 5 – регулирующая щель автомата осевой разгрузки; 6, 8 – распорные кольца; 7 – кольцевая пружина

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 давления. Предварительный натяг повышает жесткость опоры, что является простым средством повышения критической частоты вращения ротора при недостаточном запасе по отношению к рабочей частоте вращения. Предварительный натяг подшипников также может использоваться для снижения ударных нагрузок на подшипник при транспортировке, гидроударах в насосе, повышенных градиентах изменения давления газа на турбине, например, при запуске или останове двигателя. С помощью пружин предварительного натяга можно при сборке устанавливать роторы в рабочее положение, что в двухвальных роторах часто оказывается

целесообразным для уменьшения взаимного влияния автоматов осевой разгрузки через усилие трения в шлицевых соединениях рессоры. Задача применения предварительного натяга наиболее просто решается в дуплексах – установкой распорных кольцевых пружин между наружными кольцами подшипников. Предварительный натяг одиночных подшипников может осуществляться, например, с помощью прорезных пружин, устанавливаемых как показано на рис. 6.8.

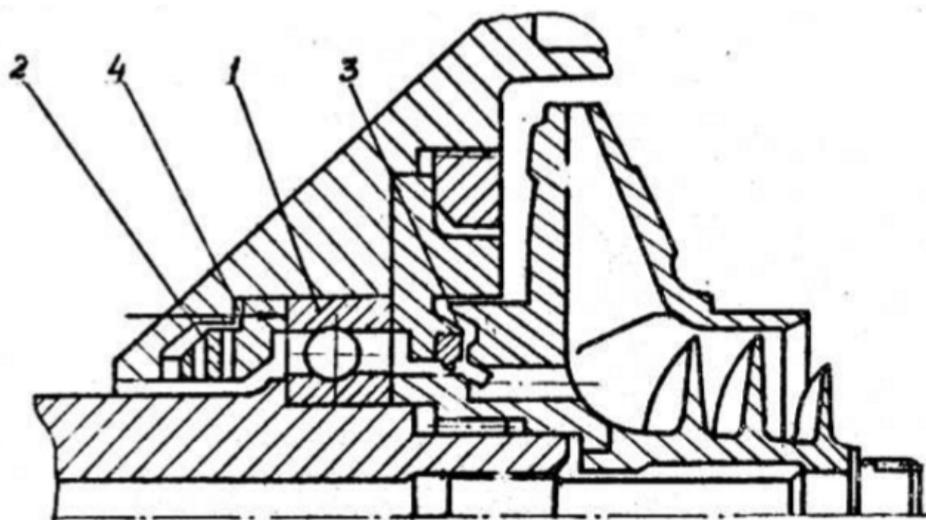


Рис. 6.8. Опора ТНА с предварительным натягом одиночного подшипника  
1 – подшипник; 2 – пружина предварительного натяга; 3 – полость автомата разгрузки ротора; 4 – осевой зазор в опоре

Обычно шарикоподшипники смазывают и охлаждают рабочей жидкостью насоса. Схема охлаждения должна удовлетворять следующим 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 полостями повышенного и пониженного давления, или между насосом и турбиной.

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, выполненная по типу импеллера, или винтовой насос с винтовой нарезкой на роторе и цилиндрической поверхности в корпусе. В качестве автономного насоса может использоваться и тыльная сторона примыкающего к подшипнику импеллера или вращающийся сепаратор самого подшипника.

Схему охлаждения подшипника выбирают в каждом конкретном случае с учетом максимально полного выполнения приведенных выше требований.

## 7. ВЫБОР И РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для передачи крутящего момента в ТНА, как правило, применяются эвольвентные шлицевые соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев.

Шлицы выполняют по ГОСТ 6033-80, схема соединения приведена на рис. 7.1, 7.2. Внешний вид охватывающей части шлицевого соединения приведен на рис. 7.3

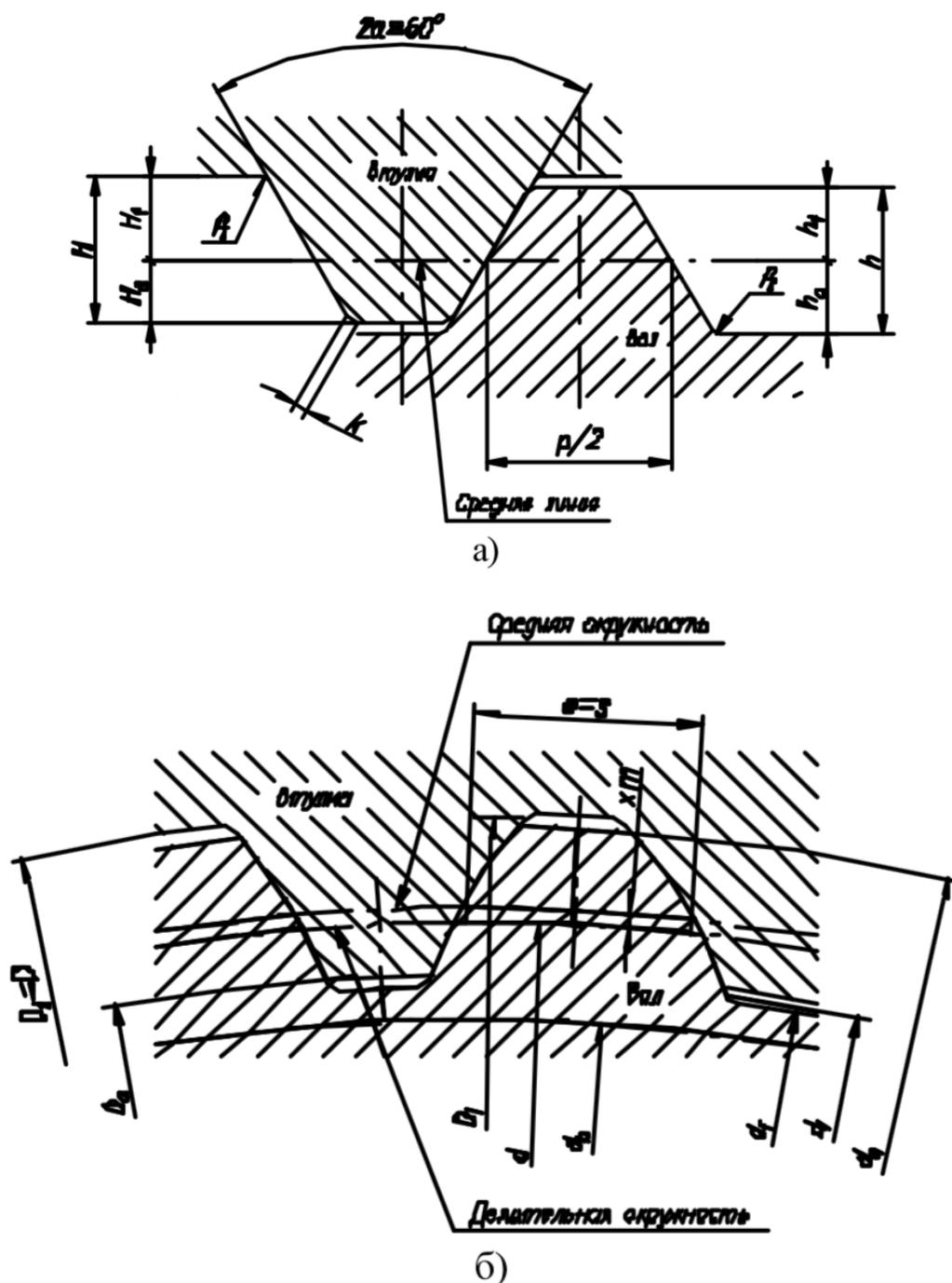


Рис. 7.1. Исходный контур (а) и форма зубьев (б) для шлицевого соединения с плоской формой дна впадины втулки и вала

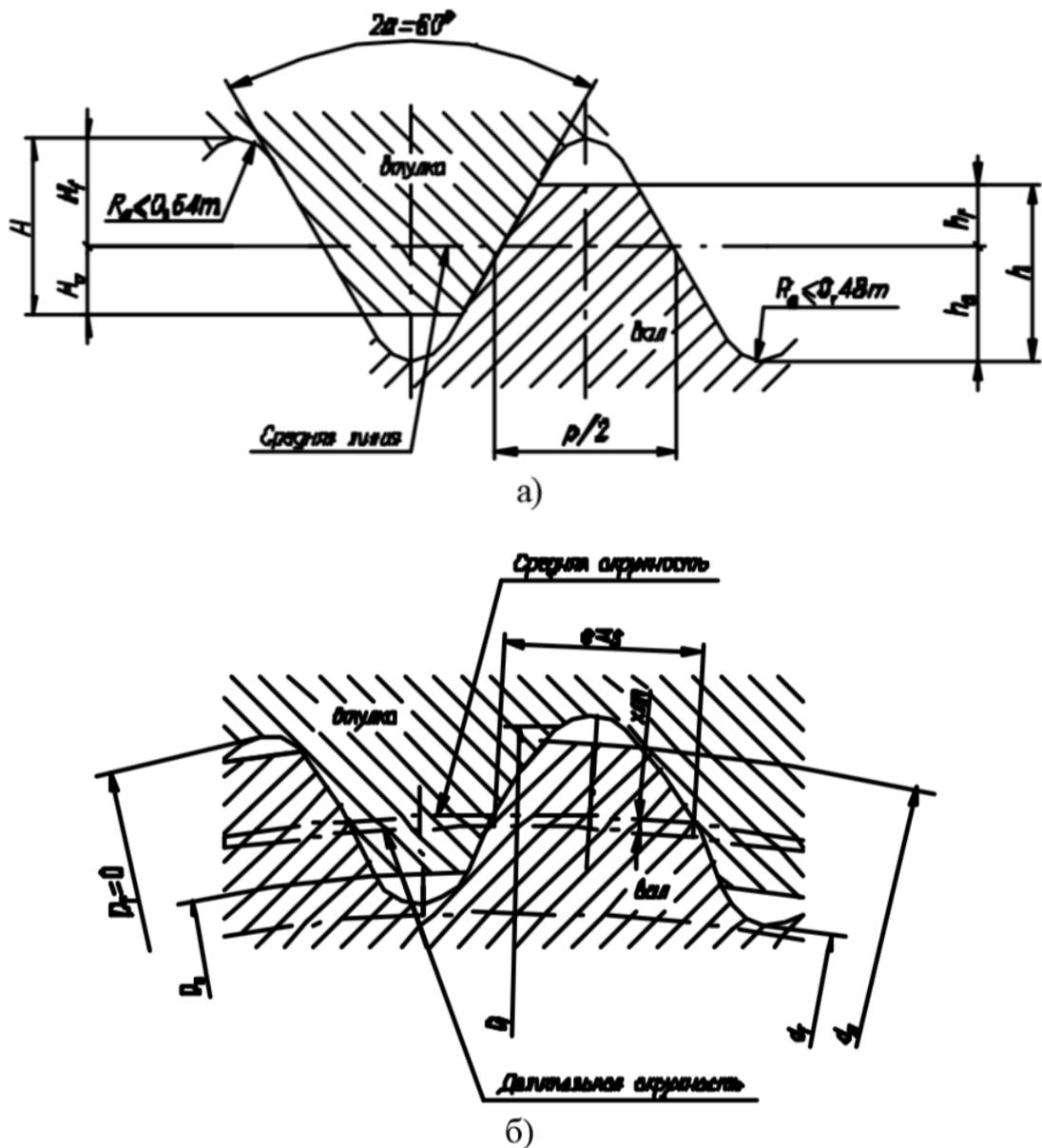


Рис. 7.2. Исходный контур (а) и форма зубьев (б) для шлицевого соединения с закругленной формой дна впадины втулки и вала

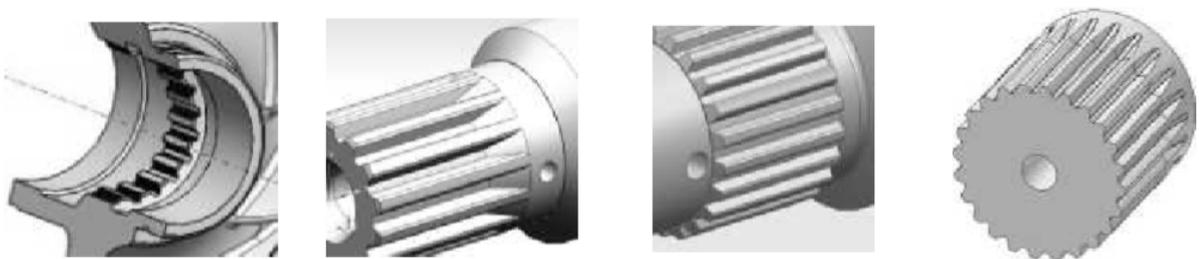


Рис. 7.3. Внешний вид элементов шлицевого соединения

В табл. 7.1 приведены основные размеры шлицевых соединений и соотношения для расчета их геометрических параметров, допуски радиального биения приведены в табл. 7.2.

## Основные параметры шлицевых соединений

Наименование параметра	Обозначения	Расчетная зависимость
1	2	3
Модуль	$m$	
Делительный окружной шаг зубьев	$p$	$p = \pi m$
Число зубьев	$z$	
Угол профиля зуба	$\alpha$	$\alpha = 30^\circ$
Диаметр делительной окружности	$d$	$d = m \cdot z$
Диаметр основной окружности	$d_g$	$d_g = m \cdot z \cdot \cos \alpha$
Высота зуба вала	$h$	$h_{\min} = h_a + h_{f\min}$
Высота зуба втулки	$H$	$H = H_a + H_f$
Высота головки зуба вала при центрировании по боковым поверхностям зубьев	$h_a$	$h_a = 0,45 \cdot m$
Высота головки зуба втулки	$H_a$	$H_a = 0,45 \cdot m$
Высота ножки зуба втулки: -при плоской форме дна впадины; -при закругленной форме дна впадины	$H_f$	$H_{f\min} = 0,55 \cdot m^*$ $H_{f\max} = 0,65 \cdot m^{**}$ $H_f = 0,77 \cdot m$
Высота ножки зуба вала: -при плоской форме дна впадины; -при закругленной форме дна впадины	$h_f$	$h_{f\min} = 0,55 \cdot m^*$ $h_{f\max} = 0,65 \cdot m^{**}$ $h_f = 0,77 \cdot m$
Диаметр окружности вершин зубьев вала при центрировании по боковым поверхностям зубьев	$d_a$	$d_a = D - 0,2 \cdot m$
Диаметр окружности граничных точек зуба втулки	$D_l$	$D_l = d_a + F_r$
Предельные значения радиального биения зубчатого венца	$F_r^{***}$	см. табл. 6.2.
Радиус кривизны переходной кривой зуба	$\rho_f$	$\rho_{f\min} = 0,15 \cdot m$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала	$s$	$s = m \cdot \frac{\pi}{2} + 2x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Наименование параметра	Обозначения	Расчетная зависимость
1	2	3
Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки	$e$	$e = m \cdot \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tga}$
Номинальный (исходный) диаметр соединения	$D$	$D = m \cdot z + 2x \cdot m + 1,1 \cdot m$
Диаметр окружности вершин зубьев втулки	$D_a$	$D_a = D - 2 \cdot m$
Смещение исходного контура	$x \cdot m$	$x \cdot m = 0,5(D - m \cdot z - 1,1 \cdot m)$
Радиальный зазор	$c$	$c_{\min} = 0,1 \cdot m$
Диаметр окружности впадин втулки: -при плоской форме дна впадины -при закругленной форме дна впадины	$D_f$	$D_f = D$ $D_{f\min} = D + 0,44 \cdot m$
Диаметр окружности впадин вала: -при плоской форме дна впадины; -при закругленной форме дна впадины	$d_f$	$d_{f\max} = D - 2,2 \cdot m$ $d_{f\max} = D - 2,76 \cdot m$
Диаметр окружности точек зуба вала	$d_l$	$d_{l\max} = D_a - F_r$
Фаска или радиус притупления продольной кромки зуба втулки	$K$	$K = 0,15 \cdot m$

Примечания:

- \*Этим значениям  $H_f$  и  $h_f$  соответствуют номинальные значения диаметров  $D_f$  и  $d_f$ .
- \*\* Значения  $H_f$  и  $h_f$ , назначаемые при обработке универсальным инструментом.
- \*\*\* Для расчета  $D_l$  рекомендуется принимать допуск радиального биения по 11-ой степени точности.
- Допускается применять сочетания зубьев вала и втулки с различной формой дна впадины.

Таблица 7.2

Допуски радиального биения  $F_r$ , мкм

Степень точности	Модуль, мм		Диаметр делительной окружности, мм				
	от	до	до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200
9	0,5	1,5	25	28	32	36	40
	2	4	-	32	36	40	45
	5	10	-	-	40	45	50
10	0,5	1,5	36	40	45	50	56
	2	4	-	45	50	56	63
	5	10	-	-	56	63	71
11	0,5	1,5	50	56	63	71	80
	2	4	-	63	71	80	90
	5	10	-	-	80	90	100

Основными расчетами для шлицевых соединений являются расчеты на смятие и срез. Схема продольного разреза шлицевого соединения приведена на рис. 7.4.

Напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{(m \cdot z^2 \cdot l_{ш} \cdot h_{ш} \cdot \phi)},$$

$l_{ш}$ ,  $h_{ш}$  – длина и высота рабочей части шлицевого соединения;

$$h_{ш} = \frac{d_a - D_a}{2}, \text{ м.}$$

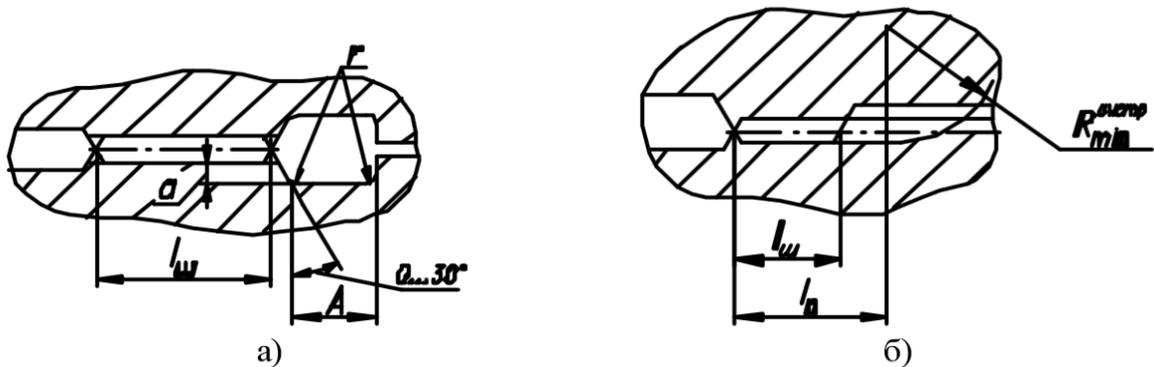


Рис. 7.4. Длина шлицевого соединения

а) при выполнении шлицев на валу и втулке с канавками

б) при выполнении шлицев на валу без канавки

Основные размеры канавок под выход долбяка (рис. 7.4 а):

$$a_{\min} = 0,25 \text{ мм};$$

$$r_{\min} = 0,2 \text{ мм};$$

$$A_{\min} = 2,5 \text{ мм.}$$

$l_n$  – длина полного профиля шлицев;

$R_{\min}^{\text{инстр}}$  – минимальный радиус фрезы для нарезания шлицев ( $R_{\min}^{\text{инстр}} \geq 10 \text{ мм}$ )

$M_{кр}$  – крутящий момент в шлицевом соединении; Н·м;

$m$  – модуль шлицевого соединения, м;

$z$  – число зубьев в соединении;

$\phi = 0,6 \dots 0,85$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по шлицам, обычно для ТНА ЖРД  $\phi = 0,7 \dots 0,75$ .

Условие обеспечения прочности шлицевого соединения:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}].$$

Выбрав материал из которого будет изготовлено шлицевое соединение и зная рабочую температуру, задавшись коэффициентом запаса прочности ( $K_{см} = 1,4...1,7$ ), определим допускаемое напряжение смятия:

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_{с}}{K_{см}}, \text{ Па}$$

Далее, согласно выбранному для соединения модулю, числу зубьев, высоте рабочей части шлицевого соединения определим требуемую длину шлицевого соединения:

$$l_{ш} \geq \frac{2 \cdot M_{кр}}{m \cdot z^2 \cdot h_{ш} \cdot \phi \cdot [\sigma_{см}]}, \text{ м.}$$

Если вал и втулка (охватываемая и охватывающая) части шлицевого соединения выполнены из разных материалов, расчет проводим для каждого из материалов и требуемую длину шлицевого соединения принимаем наибольшей.

Далее определим напряжение среза шлицевого соединения:

$$\tau_{ср} \geq \frac{2 \cdot M_{кр}}{m \cdot z^2 \cdot l_{ш} \cdot s \cdot \phi}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$s$  – толщина зуба по делительной окружности, м.

Допустимые значения напряжения среза:

$$[\tau_{ср}] = 0,6 \cdot [\sigma_{см}], \text{ Па.}$$

Сравним полученное значение напряжений среза с допустимым:

$$n = \frac{\tau_{ср}}{[\tau_{ср}]},$$

значение  $n$  должно быть больше или равно 1. Если это условие не выполняется, необходимо скорректировать длину шлицевого соединения ( $l_{ш}$ ) и повторить расчет для см  $\sigma_{см}$  и  $\tau_{ср}$ . Если условие выполнено, определим коэффициент запаса прочности шлицев на срез:

$$K_{ср} = K_{см} \cdot n,$$

Выбрав размеры шлицевого соединения, определяем размеры канавок для выхода долбяков при нарезании резьбы и при выполнении шлицев на валу без канавки, минимальный радиус фрезы.

Выполняем проверочный расчет вала и втулки на кручение в местах расположения канавок в соответствии с разделом 4. Коэффициент запаса по  $\tau_{кр}$  должны быть не менее заданных в разделе 4.

Номинальные размеры эвольвентных шлицевых соединений приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Номинальные диаметры, модули и числа зубьев эвольвентных шлицевых соединений по ГОСТ 6033-80. Размеры в мм																
Номинальный диаметр D		Модуль <i>m</i>														
		Ряд 1														
		0,5	-	0,8	-	1,25	-	2	-	3	-	5	-	8	-	
		Ряд 2														
		-	0,6	-	1	-	1,5	-	2,5	-	3,5	4	-	6	-	10
ряд 1	ряд 2	Число зубьев <i>z</i>														
-	4	6														
-	5	8														
6	-	10	8	6												
-	7	12	10	7												
8	-	14	12	8	6											
-	9	16	13	10	7	-										
10	-	18	15	11	8	6										
-	12	22	18	13	10	8	6									
-	14	26	22	16	12	10	8									
15	-	28	23	17	13	0	8	6								
-	16	30	25	18	14	11	9	6								
17	-	32	27	20	15	12	10	7								
-	18	34	28	21	16	13	10	7								
20	-	38	32	23	18	14	12	8	6							
-	22	42	35	26	20	16	13	9	7	6						
25	-	48	40	30	24	18	15	11	8	7						
-	28	54	45	34	26	21	17	12	10	8						
30	-		48	36	28	22	18	13	10	8						
-	32		52	38	30	24	20	14	11	9			6			
35	-		57	42	34	26	22	16	12	10			7			
-	38		62	46	36	29	24	18	14	11			8			
40	-		64	48	38	30	25	18	14	12			8	6		
-	42		68	51	40	32	26	20	15	12			9	7		
45	-		74	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7			
-	48		78	58	46	37	30	22	18	14	12	10	8	6		
50	-			60	48	38	32	24	18	15	12	11	8	7		
-	52			64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7		
55	-			66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8		
-	58			70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8		
60	-			74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8		
-	62				48	40	30	23	19	16	14	11	9			
65	-				50	42	31	24	20	18	15	11	9			
-	68				53	44	32	26	21	18	15	12	10			

Номинальный диаметр D		Модуль <i>m</i>														
		Ряд 1														
		0,5	-	0,8	-	1,25	-	2	-	3	-	-	5	-	8	-
		Ряд 2														
ряд 1	ряд 2	-	0,6	-	1	-	1,5	-	2,5	-	3,5	4	-	6	-	10
		Число зубьев <i>z</i>														
70	-					54	45	<b>34</b>	26	<b>22</b>	18	16	12	10	7	
-	72					56	46	<b>34</b>	27	<b>22</b>	20	16	13	10	-	
75	-					58	48	<b>36</b>	28	<b>24</b>	20	17	13	11	8	
-	78					60	50	<b>38</b>	30	<b>24</b>	21	18	14	11	-	
80	-					62	52	38	30	<b>25</b>	22	18	14	12	8	6
-	82						53	40	31	<b>26</b>	22	19	15	12	-	-
85	-						55	41	32	<b>27</b>	24	20	<b>15</b>	13	9	7
-	88						57	42	34	<b>28</b>	24	20	<b>16</b>	13	-	-
90	-						58	44	34	<b>28</b>	24	21	<b>16</b>	13	10	7
-	92						60	44	35	<b>29</b>	25	22	<b>17</b>	14	-	-
95	-						62	46	36	<b>30</b>	26	22	<b>18</b>	14	10	8
-	98						64	48	38	<b>31</b>	26	23	<b>18</b>	15	-	-
100	-						64	48	38	<b>32</b>	28	24	<b>18</b>	15	11	8
-	105						68	51	40	<b>34</b>	29	25	<b>20</b>	16	12	9
110	-						72	54	42	<b>35</b>	30	26	<b>20</b>	17	12	9
120	-							58	46	<b>38</b>	34	28	<b>22</b>	18	13	10
-	130							64	50	<b>42</b>	36	31	<b>24</b>	20	15	11
140	-							68	54	<b>45</b>	38	34	<b>26</b>	22	16	12
-	150							74	58	<b>48</b>	42	36	<b>28</b>	24	17	13
160	-									<b>52</b>	44	38	<b>30</b>	25	<b>18</b>	14
-	170									<b>55</b>	48	41	<b>32</b>	27	<b>20</b>	15
180	-									<b>58</b>	50	44	<b>34</b>	28	<b>21</b>	16
-	190									<b>62</b>		46	<b>36</b>	30	<b>22</b>	17
200	-									<b>65</b>		48	<b>38</b>	32	<b>24</b>	18

Примечания:

1. При выборе номинальных диаметров и модулей ряд 1 следует предпочитать ряду 2.
2. Числа зубьев, выделенные полужирным шрифтом, являются предпочтительными.

## 8. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ КОЛЕС НАСОСА И ТУРБИНЫ

### 8.1. Расчет на прочность рабочего колеса турбины

Рабочие лопатки и диски турбин – наиболее ответственные элементы конструкции ротора ТНА. Для них характерны:

- высокие окружные скорости (до 500 м/с)
- высокие температуры (до 1100 К)
- значительные температурные градиенты вдоль радиуса диска.

При работе ТНА в рабочих лопатках осевой турбины возникают следующие напряжения:

- растяжение от центробежных сил масс самой лопатки и бандажа;
- изгибы от воздействия на лопатку газовой силы, возникающей при движении газа по межлопаточным каналам;
- изгибы от центробежных сил масс лопатки и бандажа;
- кручение от центробежных масс лопатки;
- кручение от газовых сил, действующих на лопатку;
- динамические напряжения изгиба и кручения под действием вибрации;
- температурные напряжения из-за неравномерного нагрева по сечению.

На рабочем режиме в диске возникают следующие напряжения:

- растяжения от центробежных сил самого диска и от центробежных сил лопаток, установленных на периферии диска;
- изгиба от газовых сил, действующих на лопатки в осевом направлении, от центробежных сил масс лопаток и масс самого диска в случае их асимметрии относительно срединной плоскости диска;
- температурные, возникающие при неравномерном нагреве диска вдоль радиуса и по толщине;
- кручение от момента газовых сил, действующих на лопатки в плоскости вращения рабочего колеса.

Кроме того, в связи с высокими температурами, снижается механическая прочность материала рабочего колеса турбины [13].

Наибольшее напряжение от центробежных сил соответствуют режиму максимальной частоты вращения ротора. Температурные напряжения меняются в процессе работы ТНА по мере прогрева диска вдоль радиуса и по толщине. Изменение температуры по радиусу диска носит нелинейный характер. Максимальный теплоперепад характерен для водородных

двигателей и достигает 700-800 К. Для водородных двигателей характерен и так называемый «зонтичный эффект» – значительный – до 400 К теплоперепад вдоль оси рабочего колеса турбины.

### 8.1.1. Напряжения в лопатках рабочего колеса турбины от действия центробежных сил

Напряжения от действия центробежных сил являются одной из основных составляющих суммарных напряжений, действующих на лопатку. При расчете напряжений лопатку обычно рассматривают как упругую консольную балку, жестко закрепленную на диске. Внешний вид рабочего колеса осевой турбины приведен на рис. 8.1. Расчетная схема рабочего колеса турбины приведена на рис. 8.2 [5].

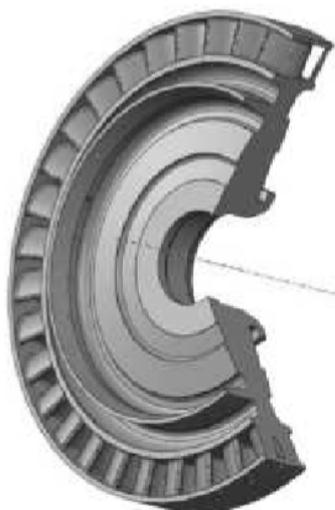


Рис. 8.1. Внешний вид рабочего колеса осевой турбины

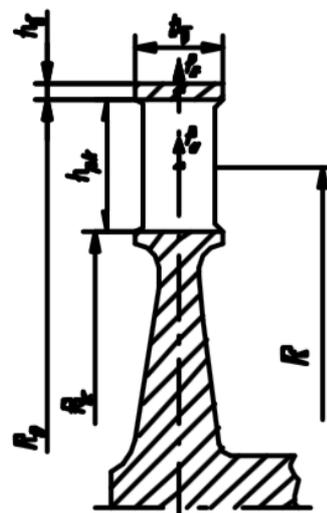


Рис. 8.2. Расчётная схема рабочего колеса турбины

Центробежная сила, действующая на лопатки на радиусе R без учета бандажа

$$P_u = \rho \cdot \omega^2 \cdot F \cdot \frac{R_n^2 - R^2}{2},$$

$\rho$  – плотность материала из которого изготовлена лопатка, кг /м<sup>3</sup>.

F – площадь сечения, занятого лопатками (на стадии предварительного расчета до профилирования лопаток можно принимать  $F=0,3...0,45 \cdot \pi \cdot (R_n^2 - R_k^2)$ , м<sup>2</sup>;

$R_n = R_k + h_{pk}$  – периферийный радиус лопатки, м;

$R_k$  – радиус корневого сечения лопатки, м.

Таким образом, максимальная центробежная сила действует на лопатку в ее корневом сечении:

$$P_{ц} = \rho \cdot \omega^2 \cdot F \cdot \frac{R_n^2 - R_k^2}{2}.$$

Если на периферии лопаток установлен бандаж, центробежная сила от его массы может быть определена следующим образом:

$$P_{б} = m_{б} \cdot \left( R_n + \frac{h_{б}}{2} \right) \cdot \omega^2,$$

где  $m_{б} = \rho \cdot \pi \cdot (2R + h_{б}) \cdot b_{б} \cdot h_{б}$  – масса бандажа, кг.

$h_{б}$  – толщина бандажа, м.

$b_{б}$  – ширина бандажа, м;

Суммарная центробежная сила, действующая на бандажированные лопатки:

$$P_{\Sigma} = P_{ц} + P_{б} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \left( F \cdot \frac{R_n^2 + R_k^2}{2} + \pi \cdot (2 \cdot R_n + h_{б}) \cdot b_{б} \cdot h_{б} \right).$$

Максимальные напряжения, действующие в корневом сечении лопатки:

$$\sigma_{л} = P_{\Sigma} / F, \text{ Па.}$$

Коэффициенты запаса прочности лопаток рабочего колеса турбины:

– по текучести  $K_{л0,2} = \sigma_{0,2} / \sigma_{л}$ ;

– по прочности  $K_{лв} = \sigma_{в} / \sigma_{л}$ ;

Здесь  $\sigma_{0,2}$  и  $\sigma_{в}$  – пределы текучести и прочности материала рабочего колеса турбины при комнатной и рабочей температурах. Коэффициенты запаса прочности как при комнатной, так и при рабочей температурах должны быть не менее:

– 1,2 для предела текучести;

– 1,4 для предела прочности.

Приведенные выше соотношения справедливы для цилиндрических лопаток – лопаток постоянного по высоте сечения. Обычно также лопатки применяют при

$$\frac{h_{пк}}{R_{ср}} \leq \frac{1}{3}.$$

На рис. 8.3 приведена качественная зависимость распределения напряжений вдоль лопатки цилиндрического сечения.

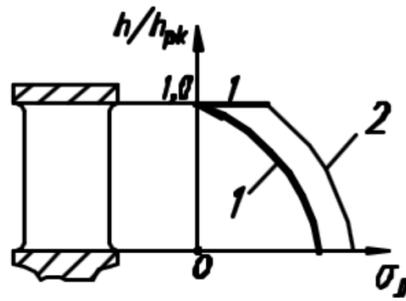


Рис. 8.3. Распределение напряжений вдоль лопатки цилиндрического сечения: 1 – без бандажа; 2 – с бандажем

### 8.1.2. Прочность дисков турбин ТНА

Существует два основных подхода к расчету дисков турбин на прочность – анализ прочности диска известного профиля и определение оптимального профиля диска с учетом ограничений на его характеристики прочности.

#### Расчет прочности дисков осевых турбин.

Для проведения расчета диск разбивается на кольцевые участки постоянной толщины (рис. 8.4), равной ее среднему значению. При этом для сужающейся части диска должно выполняться условие:

$$\frac{b_i}{b_{i+1}} \leq 1,3$$

а для расширяющейся части в месте перехода от диска к лопаткам

$$\frac{b_{i+1}}{b_i} \leq 1,3 .$$

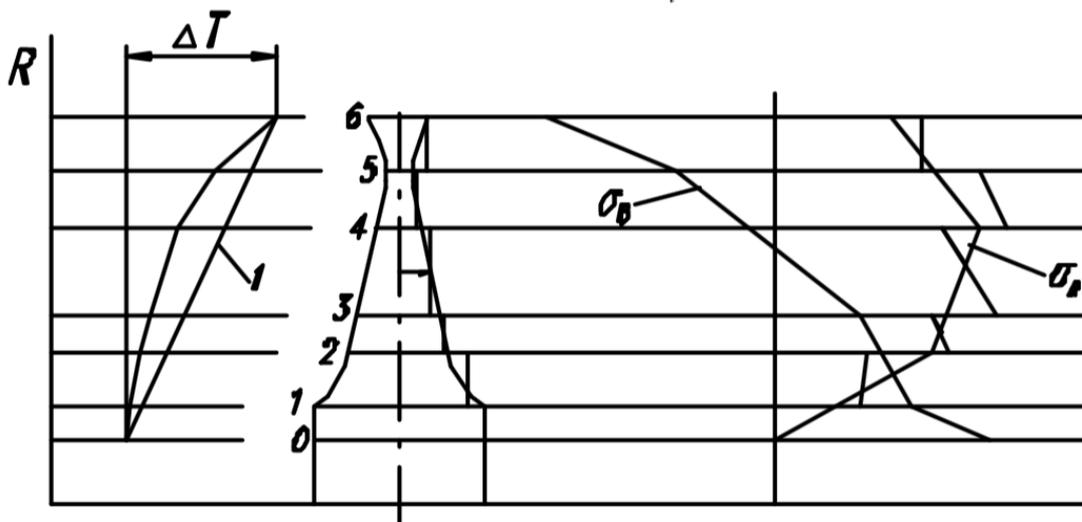


Рис. 8.4. Схема разбиения диска с центральным отверстием на участки и распределение напряжений вдоль диска. 1 – линейная аппроксимация изменения температуры

Радиальное напряжение на внешнем радиусе диска (контурная нагрузка) от действия центробежных сил от лопаток и бандажа может быть определено по формуле:

$$\sigma_{RH} = \frac{P_{\Sigma}}{2 \cdot \pi \cdot R_k \cdot b_k},$$

где  $b_k$  – толщина диска на внешнем радиусе (в корневом сечении лопаток), м.

Кривая распределения температуры по радиусу диска заменяется ломаной линией (рис. 8.4), так как в пределах участка изменение температуры можно считать линейным. В первом приближении для оценки можно принять изменение температуры линейным от температуры рабочего тела насоса до температуры рабочего тела турбины. Модуль упругости материала ( $E$ ) и коэффициент линейного расширения ( $\alpha$ ) в пределах участка считаются постоянными, равными их средним значениям на участке. Напряжения вычисляем последовательно, от сечения к сечению, задавая напряжения в исходном сечении. При этом может быть два случая:

- для диска с центральным отверстием  $\sigma_{R0}^{(1)} = 0$  или  $\sigma_{R0}^{(1)} = -P$ , где  $P$  – контактное давление натяга;  $\sigma_{\theta 0}^{(1)}$  – задается произвольно;
- для диска без центрального отверстия:  $(\sigma_{R0}^{(1)} = \sigma_{\theta 0}^{(1)} = \sigma_0^{(1)})$  задается произвольно.

Расчет ведем по следующим зависимостям:

– приращение напряжений:

$$\Delta\sigma_{\theta}^{(1)} = \left\{ -\left(\sigma_{\theta_i}^{(1)} - \sigma_{R_i}^{(1)}\right) + \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R_i^2 \cdot - \right. \\ \left. - \left[ (1 - \mu) - (1 + 3 \cdot \mu) \cdot \frac{R_{i+1}^2}{R_i^2} \right] - \frac{1}{3} \cdot E \cdot \frac{\Delta T}{\Delta R} \cdot \left( R_i - \frac{4}{x} \right) \right\} \cdot \frac{x}{2} \cdot \Delta R \quad (8.1)$$

$$\Delta\sigma_R^{(1)} = \left\{ \begin{aligned} & \left( \sigma_{\theta_i}^{(1)} - \sigma_{R_i}^{(1)} \right) - \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R_i^2 \cdot + \\ & + \left[ (1 - \mu) + (3 + \mu) \cdot \frac{R_{i+1}^2}{R_i^2} \right] + \\ & + \frac{1}{3} \cdot E \cdot \frac{\Delta T}{\Delta R} \cdot \left( R_i - \frac{2}{x} \right) \end{aligned} \right\} \cdot \frac{x}{2} \cdot \Delta R \quad (8.2)$$

$$x = \frac{R_{i+1} + R_i}{R_{i+1}^2} \quad (8.3)$$

– напряжение на внешнем радиусе участка:

$$\Delta\sigma'_{\theta_{i+1}} = \sigma_{\theta_i}^{(1)} - \sigma_{\theta}^{(1)} \quad (8.4)$$

$$\Delta\sigma_R^{(1)} = \sigma_{R_i}^{(1)} - \sigma_R^{(1)}$$

– напряжение на внутреннем радиусе следующего участка:

$$\Delta\sigma_{R_{i+1}}^{(1)} = \sigma'_{R_{i+1}} \cdot \frac{h'_{i+1}}{h_{i+1}} = \frac{h_i}{h_{i+1}} \cdot \sigma'_{R_{i+1}} \quad (8.5)$$

$$\Delta\sigma_{\theta_{i+1}}^{(1)} = \sigma'_{\theta_{i+1}} \cdot \mu \cdot \left( \sigma_{R_{i+1}}^{(1)} - \sigma'_{R_{i+1}} \right) \quad (8.6)$$

Расчет проводим следующим образом: по формулам (8.1) и (8.2) вычисляем приращения напряжений на первом участке, затем определяем напряжение на внешнем радиусе первого участка по формулам (8.3) и (8.4). После этого по (8.5) и (8.6) находим напряжения в начале второго участка, за ступенькой. Таким образом, вычисляем последовательно напряжения во всех сечениях, в том числе на внешнем контуре диска. Так как напряжения в исходном сечении задавались произвольно, необходимо провести второй расчет. Задаемся новым (произвольным) значением  $\sigma_0^{(2)}$  и вычисляем все напряжения, включая  $\sigma_{RH}^{(2)}$  и  $\sigma_{\theta H}^{(2)}$ , при условии  $\omega=0$  и  $\Delta t=0$  на всех участках. Напряжения во всех сечениях определяются по формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta_i}^{(1)} &= \sigma_{\theta_i}^{(1)} + \phi \cdot \sigma_{\theta}^{(2)} \\ \sigma_{R_i}^{(1)} &= \sigma_{R_i}^{(1)} + \phi \cdot \sigma_{R_i}^{(2)} \end{aligned} \quad (8.7)$$

где коэффициент  $\phi$  находится из условия согласования радиального напряжения на внешнем контуре:

$$\sigma_{R_n}^{(1)} = \sigma_{R_n}^{(1)} + \phi \cdot \sigma_{R_n}^{(2)}$$

Итоговыми значениями являются значения напряжений, полученные по формулам (8.7). Для каждого сечения из-за наличия ступеней получается две пары напряжений. В качестве расчетного для каждой пары напряжений следует принимать среднее значение. Исключение составляют сечения, в которых имеет место действительное изменение толщины (ступица или обод), так как в них напряжения меняются скачкообразно.

Для каждого из сечений необходимо определить коэффициент запаса прочности:

$$k_{\theta_i} = \frac{\sigma_{\theta_i}}{\sigma_{\theta}}; \quad k_{R_i} = \frac{\sigma_{\theta_i}}{\sigma_{R_i}}.$$

$\sigma_{\theta_i}$  – предел прочности материала диска при рабочей температуре.

Аналогично напряжениям построим график изменения коэффициентов запаса прочности от сечения к сечению. Коэффициенты запаса прочности должны быть не менее 1,3 как для окружных ( $\sigma_\theta$ ), так и для радиальных ( $\sigma_R$ ) напряжений.

## **8.2. Расчет напряжений в дисках центростремительных турбин и крыльчаток насосов**

У рабочих колес центростремительных турбин (рис. 8.5) рабочие лопатки расположены на боковой поверхности основного диска, а по их наружной поверхности выполнен покрывной диск. Расчетная схема рабочего колеса центростремительной турбины приведена на рис. 8.6.

Под действием центробежных сил масс дисков и лопаток, нагрева дисков по радиусу, разности температур лопаток и дисков в колесе возникает совместная упругая деформация лопаток и дисков. Кроме того, помимо растягивающих возникают изгибные напряжения. Вследствие этого напряжения  $\sigma_R$  и  $\sigma_\theta$  на стороне основного диска, где размещены лопатки, могут значительно (в 2...3 раза) превышать напряжения на свободной стороне диска. Точный расчет такого колеса желательно выполнять в специализированных программных комплексах в трехмерной постановке.

Приближенный расчет может быть проведен в рамках расчетной схемы диска осевой турбины с использованием метода кольцевых элементов. При этом жесткость лопаток, т.е. способность их воспринимать нагрузки, не учитывается. Масса лопаток считается присоединенной к диску и равномерно распределенной по его поверхности. Эта присоединенная масса при вращении диска будет создавать дополнительную центробежную силу, влияние которой на напряжения может быть учтено условным увеличением плотности материала колеса для каждого сечения основного диска. При этом считаем, что покрывной диск не оказывает влияния на напряжения в основном диске.



Рис. 8.5. Внешний вид рабочего колеса центробежной турбины

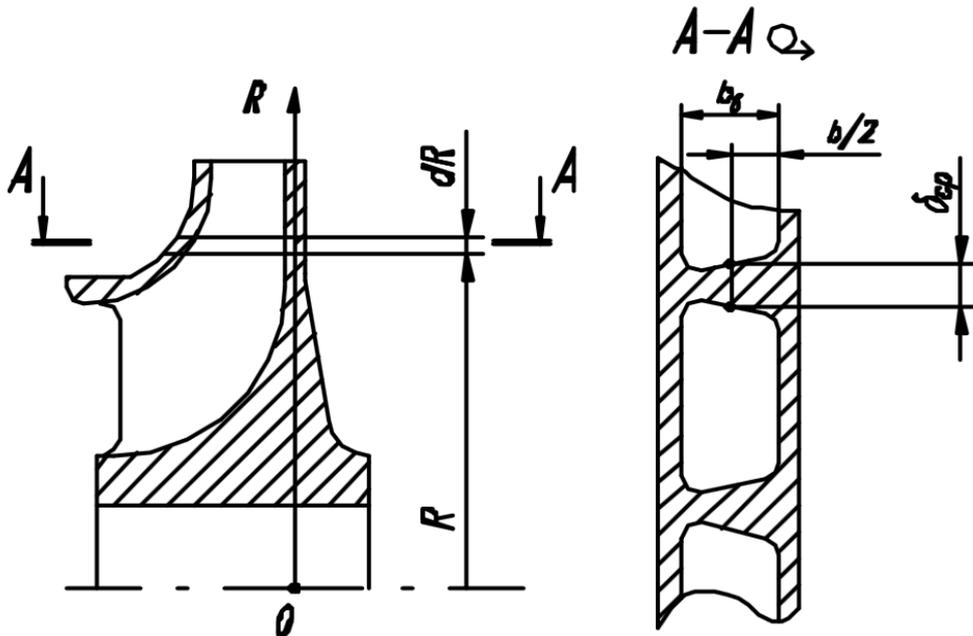


Рис. 8.6. Расчетная схема рабочего колеса центробежной турбины

Таким образом, элементарное кольцо высотой  $d_R$ , выделенное на радиусе  $R$ , имеет массу:

$$dm = \rho \cdot \left( 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h + z \cdot b \cdot \delta_{cp} \right) \cdot dR,$$

$$\text{или } dm = \rho \cdot \left( 1 + \frac{z \cdot b \cdot \delta_{cp}}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \right) \cdot dR \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h,$$

где  $\rho$  – плотность материала рабочего колеса турбины;  $z$  – число лопаток.

Таким образом, можно определить так называемую приведенную плотность материала колеса:

$$\rho_{np} = \rho \cdot \left( 1 + \frac{z \cdot b \cdot \delta_{cp}}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \right).$$

С введением приведенной плотности появляется возможность использовать при расчете диска метод кольцевых элементов; при этом необходимо для каждого сечения вычислять  $\rho_{пр}$ . Далее расчет выполняется по тому же алгоритму, что и для рабочих колес осевых турбин.

Аналогично выполняется расчет для центробежных крыльчаток насосов.

### 8.3. Определение запасов прочности по разрушающим оборотам

Условие прочности диска требует обеспечения во всех его сечениях необходимого запаса местной прочности при одновременном удовлетворении запаса прочности диска по разрушающей частоте вращения.

Понятие «разрушающая частота вращения» связано с определением несущей способности диска и является важной характеристикой, позволяющей определить, в том числе возможность превышения рабочей частоты вращения. Простейшие формулы для расчета запаса диска по разрушающей частоте вращения получаются при использовании теории предельного равновесия, в соответствии с которой разрушающей частотой вращения  $n_{разр}$  принято считать такое значение частоты вращения, при котором во всех точках диаметрального сечения диска окружные напряжения равны пределу прочности материала ( $\sigma_{\theta} = \sigma^T_{в}$ ).

Расчетная схема для определения запасов прочности по разрушающим оборотам рабочего колеса осевой турбины приведена на рис. 8.7.

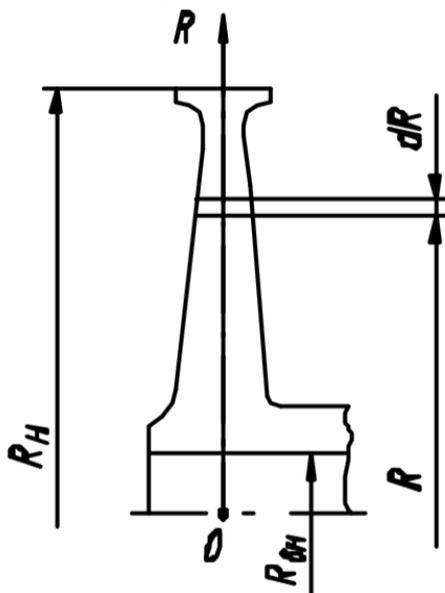


Рис. 8.7. Расчетная схема рабочего колеса осевой турбины

Разрушающая частота вращения диска рабочего колеса осевой турбины:

$$\omega_{раз_i} = \sqrt{\frac{\int_0^R \sigma_b^T \cdot h \cdot dR}{\rho \cdot \int_0^R R^2 \cdot h \cdot dR + \sigma_{R_n} \cdot R_{сн} \cdot \frac{h_n}{\omega_p^2}}}$$

Разбиение выполняем аналогично разбиению для расчета напряжений

$$\int_0^R \sigma_b^T \cdot h \cdot dR \approx \sum_i \Delta R_i \cdot h_i \cdot \sigma_{\sigma_i}^T$$

$$\int_0^R R^2 \cdot h \cdot dR \approx \sum_i \Delta R_i \cdot R^2 \cdot h_i$$

Расчет выполняется для тех же сечений, что и расчет  $\sigma_{R_i}$  и  $\sigma_{\theta_i}$ . Затем для каждого сечения определяется запас прочности по разрушающим оборотам

$$k_{раз_i} = \frac{\omega_{раз_i}}{\omega_p}$$

Строится график и определяется наиболее слабое с точки зрения разрушающих оборотов сечение. Для дисков центробежных турбин разрушающая частота вращения определяется:

$$\omega_{раз_i} = \sqrt{\frac{\sigma_b^T \cdot \int_0^R h_d^s \cdot dR}{\rho \cdot \int_0^R \left( h_d^s \cdot R + \frac{z}{2 \cdot \pi} \cdot \sigma_{ср} \cdot b \right) \cdot R \cdot dR}}$$

где  $h_d^s$  – суммарная ширина основного и покрывного дисков на радиусе  $R$ , м;  
 $z$  – число лопаток;

$\delta_{ср}$  – средняя толщина лопатки на радиусе  $R$ , м;

$b$  – ширина лопатки на радиусе  $R$ , м.

Далее определяются коэффициенты запаса прочности и строится график изменения коэффициента запаса по сечениям.

Данный комплекс расчётов может быть выполнен в ПО ANSYS. Алгоритм расчёта насосов подробно изложен в учебном пособии "Формирование виртуальных сопряжённых моделей рабочих колёс насосов (совместно со шнеками) турбонасосных агрегатов ЖРД" [38] в главе 3 на стр. 92- 127. Подробно рассматриваются:

- Создание геометрической модели объекта расчета;
- Разработка сеточной модели на основе геометрической модели;
- Задание нагрузки и граничных условий;
- Проведение расчета и анализ полученных результатов.

В качестве примера использовался ТНА НК-33, поэтому при выполнении расчёта размерные величины следует брать со своего ТНА. На [38, рис. 3.15] следует строить сечение так, чтобы получить один сектор рабочего колеса, ориентируясь на [38, рис.3.19]. Если предварительный CFD-расчёт по определению газовых нагрузок не производился, газовые нагрузки (давления) задаются вручную, в частности давление по высоте лопатки осредняется.

На рис. 8.8 показан пример сектора модели диска и шнека, на рис. 8.9 показана сеточная модель, полученная за счёт применения инструмента циклической симметрии (на самом деле рассчитывается по прежнему один сектор), а на рис. 8.10 приведено распределение радиальных напряжений в рабочем колесе насоса для взятого за основу ТНА НК-33.

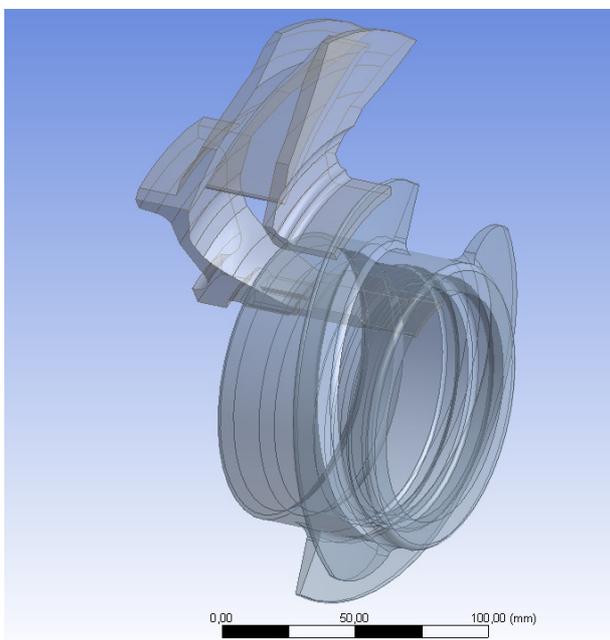


Рис.8.8. Модель диска и шнека

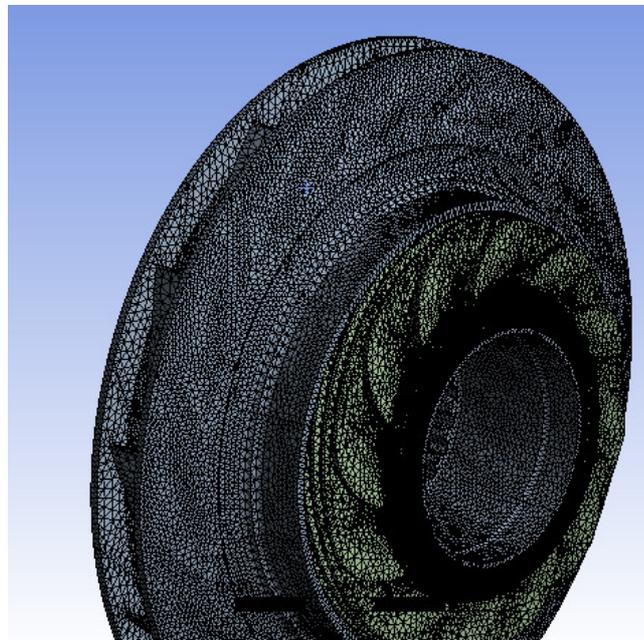


Рис. 8.9. Сеточная модель с циклической симметрией

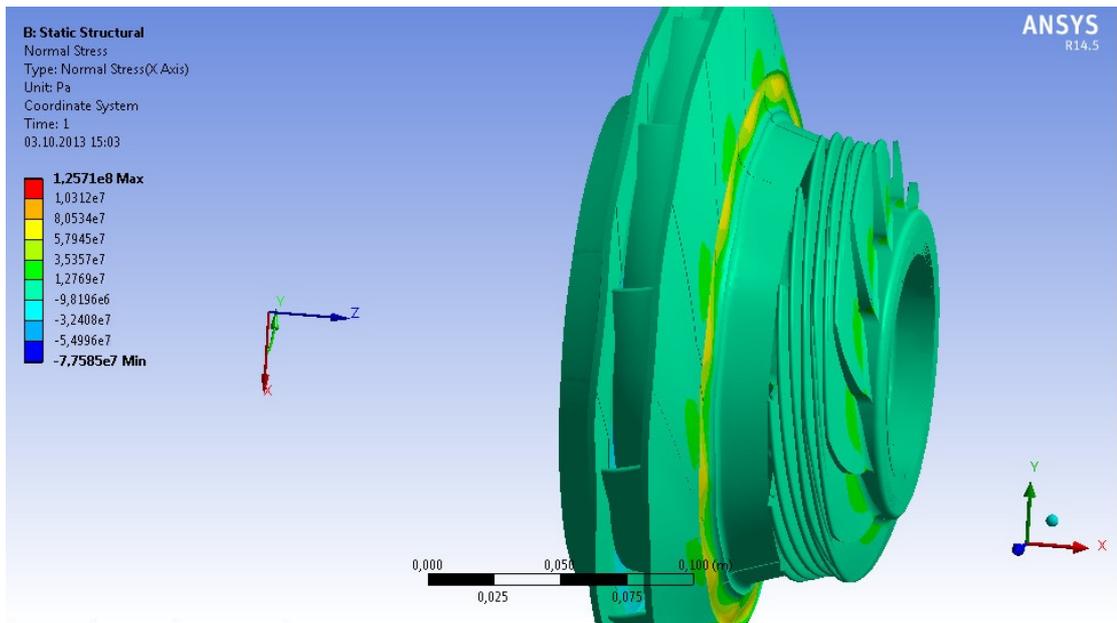


Рис. 8.10. Результаты расчета радиальных напряжений в рабочем колесе насоса

Аналогичный пример для рабочего колеса турбины приводится в учебном пособии "Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД" [39] в главе 4 на стр. 82-111.

На рис. 8.11 показан пример сектора модели рабочего колеса турбины, на рис. 8.12 показана его сеточная модель, а на рис. 8.13 приведено распределение радиальных напряжений в рабочем колесе турбины для взятого за основу ТНА НК-33.

Остальные результаты, аналогичные полученным в [38,39] для Вашего насоса и турбины также должны быть приведены в пояснительной записке.

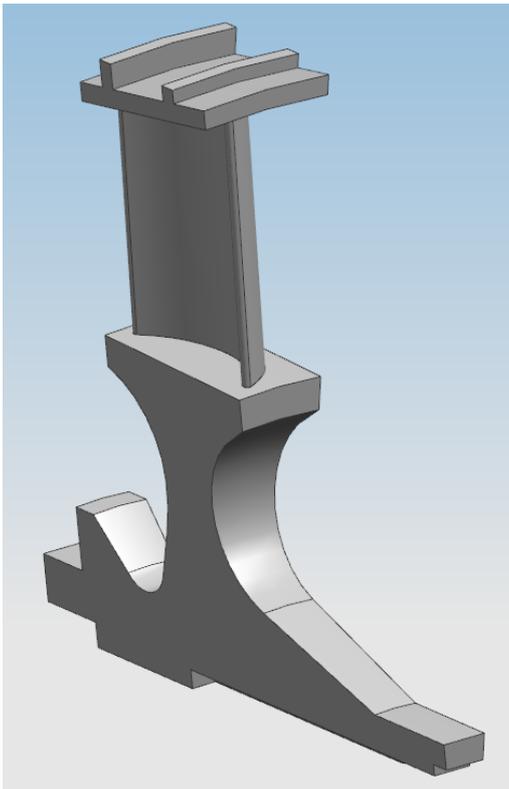


Рис. 8.11. Модель сектора диска рабочего колеса турбины

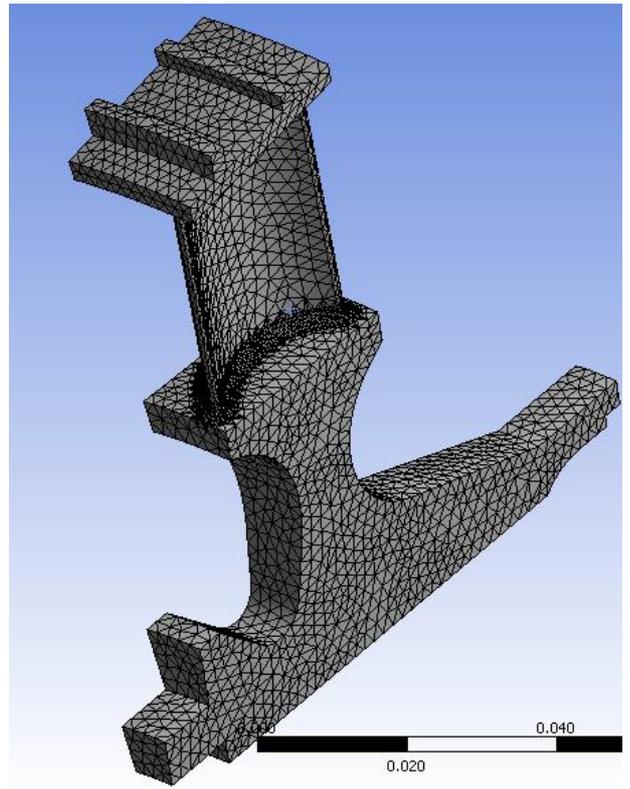


Рис. 8.12. Сеточная модель сектора диска рабочего колеса насоса

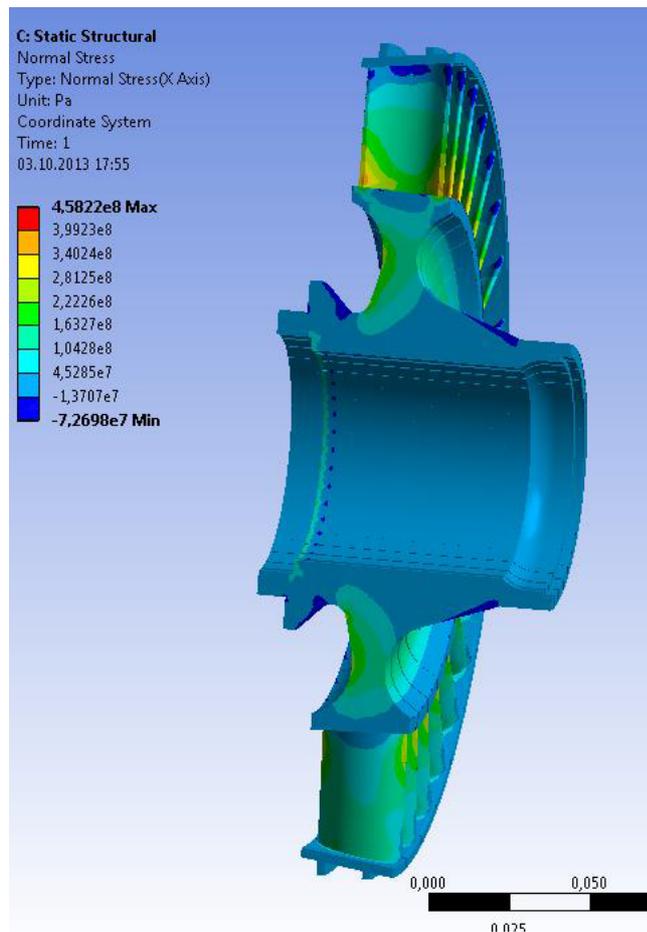


Рис. 8.13. Радиальные напряжения диска турбины

## 9. УПЛОТНЕНИЕ МЕЖДУ НАСОСОМ И ТУРБИНОЙ, УПЛОТНЕНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Уплотнение между насосом и турбиной предназначено для минимизации утечки из полости насоса в полость турбины.

Для турбонасосного агрегата, в котором турбина и прилегающей к ней насос работают на компонентах топлива одноименной реакции (например, окислительный газ и окислитель), можно использовать одно бесконтактное уплотнение: динамическое (импеллер) или статическое (щелевое или лабиринтное). Для компонентов противоположной реакции для надежного разделения необходимо создание системы уплотнений с продувкой нейтральным газом.

### 9.1. Расчет импеллерного уплотнения

Уплотнение служит для предотвращения попадания жидкости из полости высокого давления в полость низкого давления.

Импеллерное уплотнение представляет собой колесо (импеллер), которое устанавливается в корпусе с малым осевым  $\delta_z$  (порядка 1...5 мм) и радиальным  $\delta_r$  (порядка 0,25...1,5 мм) зазорами. Вид лопаток не оказывает существенного влияния на эффективность уплотнения, так как отсутствует течение жидкости через импеллер. Как правило, из технологических соображений лопасти импеллера выполняют радиальными.

Импеллеры могут быть закрытыми (рис 9.1 а, 9.1 г) и открытыми (рис. 9.1 б, 9.1 в). Применение закрытых импеллеров уменьшает попадание газа в полость, заполненную жидкостью. Лопасти импеллера вовлекают жидкость во вращение с угловой скоростью  $\omega_{ж}$ . Распределение давления в осевом зазоре, заполненном жидкостью, определяется этой угловой скоростью [10]:

$$p_{имп} = p_{пер} - \frac{1}{2} \cdot \rho_{ж} \cdot \phi^2 \cdot \omega^2 \cdot (r_{2имп}^2 - r^2), \quad (9.1)$$

где  $\phi^2 = \left( \frac{\omega_{ж}}{\omega} \right)^2$  – коэффициент;

$p_{пер}$  – давление жидкости по периферии импеллера;

$\rho_{ж}$  – плотность жидкости.

При обычном осевом зазоре жидкость со стороны главного диска вращается с угловой скоростью, равной половине угловой скорости колеса, так как расходное течение отсутствует. Тогда давление  $p_{пер}$ :

$$p_{пер} = p_{2имп} + \rho_{ж} \cdot \frac{\omega^2}{8} \cdot (r_2^2 - r_6^2) \quad (9.2)$$

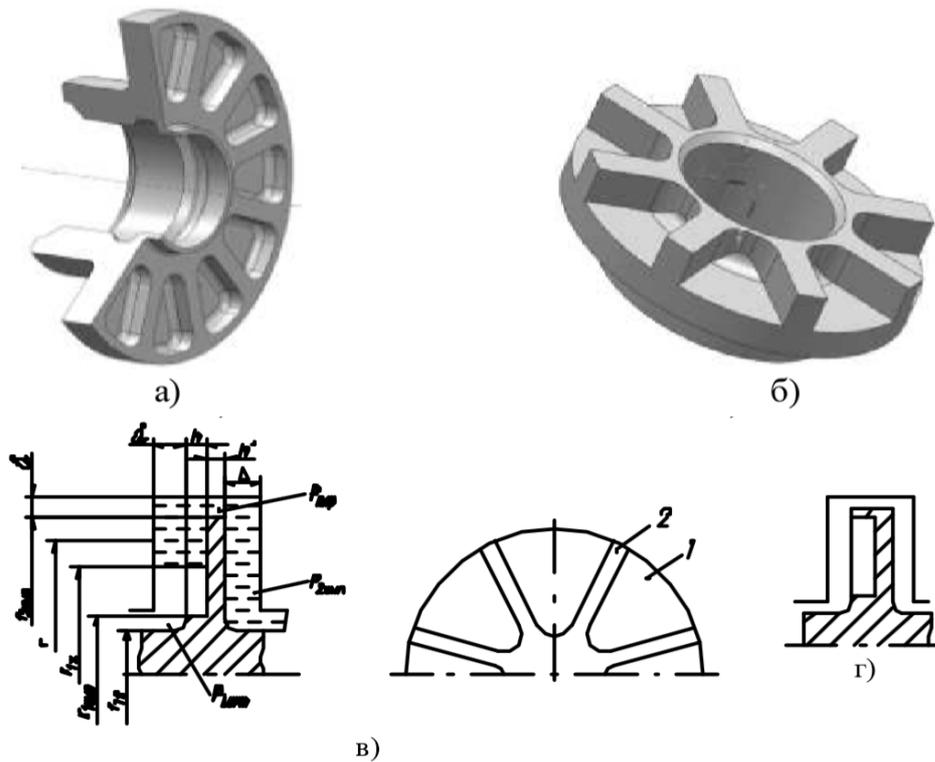


Рис. 9.1. Схема импеллерного уплотнения: внешний вид закрытого (а) и открытого (б) импеллеров, схема с открытым (в) и закрытым (г) импеллером: 1 – диск; 2 – лопатка

Считая, что  $r = r_{ж}$  из (9.1) получим выражение для перепада давления на импеллере:

$$p_{2имп} - p_{1имп} = \rho_{ж} \cdot \omega^2 \cdot \left[ \phi^2 \cdot \frac{(r_{2имп}^2 - r_{жс}^2)}{2} - \frac{(r_{2имп}^2 - r_{в}^2)}{8} \right],$$

где  $r_{ж}$  – радиус зеркала жидкости, удерживаемой импеллером.

При полном заполнении импеллера ( $r_{жс} = r_{1имп} \approx r_{в}$ ) перепад давления, удерживаемый уплотнением максимален:

$$(p_{2имп} - p_{1имп})_{max} = \rho_{ж} \cdot \omega^2 \cdot (\phi^2 - 0,25) \cdot \frac{(r_{2имп}^2 - r_{1имп}^2)}{2}$$

Мощность, потребляемая импеллером при  $r_{жс} = r_{в}$ :

$$N_{имп} = C_{имп} \cdot \rho_{ж} \cdot \omega^3 \cdot r_{2имп}^5$$

$$\text{где } C_{имп} = 0,0041 \cdot \alpha \cdot \phi^2 + 0,0011 \cdot \left( 1 + 5 \cdot \frac{h'}{r_{2имп}} \right),$$

$\alpha = 1$  для закрытого импеллера;

$\alpha = 1 + 5 \cdot \frac{(\delta_z + h + \delta_r)}{r_{2имп}}$  – для открытого импеллера.

Из формулы для определения мощности видно, что при заданном перепаде давления увеличение угловой скорости импеллера уменьшает потребляемую мощность из-за уменьшения диаметра импеллера.

$p_{1\text{имп}}$  равно давлению в полости турбины для уплотнений между насосом и турбиной, давлению насыщенных паров жидкости при его расположении между насосами или между насосом и окружающей средой (концевое уплотнение).

## 9.2. Расчет щелевого уплотнения

Схема щелевого уплотнения приведена на рис. 9.2.

Объемные утечки через щелевое уплотнение определим следующим образом:

$$\dot{V}_y = 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot \delta R_y \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{\text{ex}} - p_{\text{вых}})}{\rho_{\text{ж}}}},$$

где  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости;

$R_y$  – радиус расположения уплотнительной поверхности;

$\delta R_y$  – радиальный зазор в уплотнении;

$p_{\text{ex}}$  – давление на входе в уплотнение;

$p_{\text{вых}}$  – давление на выходе из уплотнения;

$\mu = \sqrt{\frac{2 \cdot \delta R_y}{\lambda_z \cdot L_y + 2,6 \cdot \delta R_y}}$  – коэффициент расхода;

$L_y$  – длина уплотнения;

$\lambda_z$  – коэффициент сопротивления, обычно  $\lambda_z = 0,06 \dots 0,09$ .

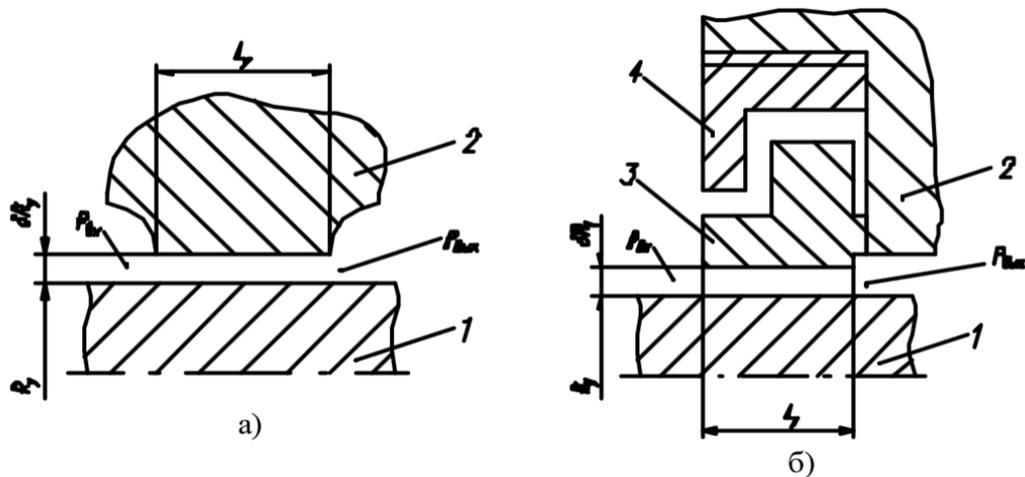


Рис. 9.2. Щелевое уплотнение: а) с неподвижной втулкой, б) с плавающим (полуподвижным) кольцом: 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – кольцо; 4 – гайка.

Для щелевых уплотнений  $\delta R_y$  обычно находится в диапазоне от 0,1 до 0,25 мм, для плавающих колец – в диапазоне от 0,05 до 0,15 мм.

### 9.3. Расчет лабиринтного уплотнения

Для уменьшения утечек применяют лабиринтные уплотнения, в которых определяющее значение на утечку оказывают местные сопротивления, а не потери на трение при течении через уплотнение. Схема лабиринтного уплотнения приведена на рис. 9.3. Принцип действия лабиринтного уплотнения: рабочее тело, разгоняясь в узком сечении, при внезапном расширении в полости за гребнем (в камере) теряет кинетическую энергию, и она преобразуется во внутреннюю энергию потока.

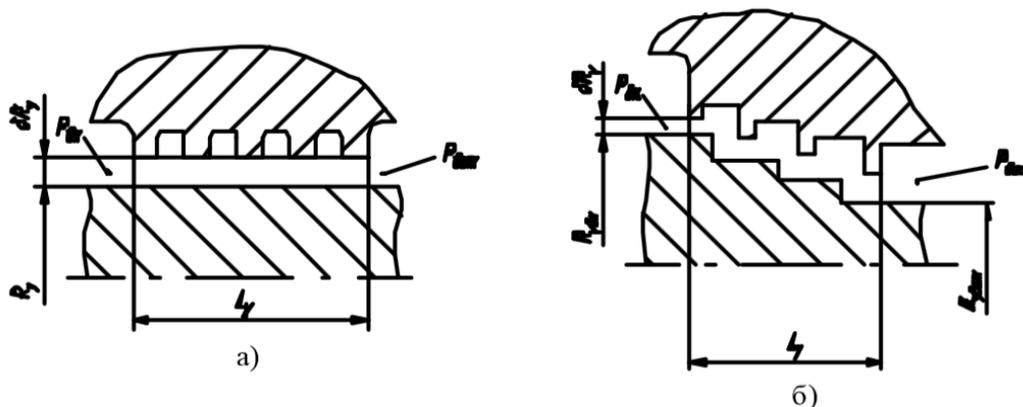


Рис. 9.3. Лабиринтное уплотнение: а) с гладким ротором; б) ступенчатое

Расход через лабиринтное уплотнение определим по следующей зависимости:

$$\dot{V}_{ym} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot \delta R_y}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot L_y}{2 \cdot \delta R_y}}} \cdot \sqrt{\frac{p_{вх}^2 - p_{вых}^2}{\rho_{ж} \cdot z \cdot p_{вх}}},$$

где  $z$  – число лабиринтных гребней,

$\lambda$  – коэффициент, зависящий от типа лабиринтного уплотнения (для уплотнения с гладким ротором  $\lambda=0,15...0,2$ , для ступенчатых лабиринтных уплотнений  $\lambda=0,48...0,58$ ).

Обычно принимают шаг гребней примерно равным  $(10...15) \cdot \delta R_y$ , а их высоту –  $(1...17) \cdot \delta R_y$ . Кромки гребней должны выполняться острыми. Толщину гребней выбирают минимально возможной, исходя из условия их прочности. С увеличением числа гребней утечки через уплотнения уменьшаются. Однако по мере возрастания числа гребней их влияние на утечки уменьшается, поэтому их количество принимают в диапазоне  $z=3...9$ .

В качестве уплотнений проточной части используются те же виды уплотнений, кроме импеллерного.

Данные расчёты могут быть выполнены в ПО ANSYS по учебному пособию "Численное моделирование уплотнительных систем турбонасосного

агрегата ЖРД" [40] согласно главе 3 на стр. 81-95 (лабиринтное уплотнение) и согласно главе 4 на стр. 96-112 (РТКУ).

На рис. 9.4 показана расчётная схема уплотнения ТНА, на рис. 9.5 дал алгоритм проведения расчёта в ANSYS Fluent (через WorkBeanch), а на рис. 9.6 представлена картина распределения скоростей потока в уплотнительной области.

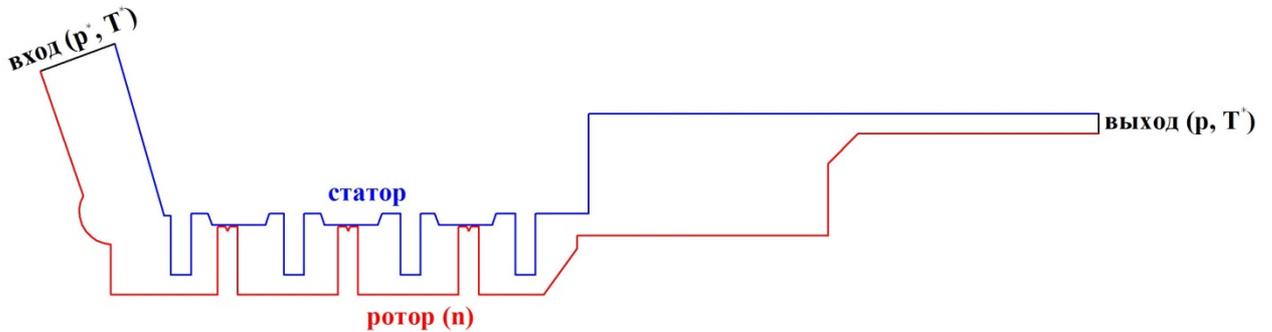


Рис. 9.4. Расчётная схема уплотнения ТНА

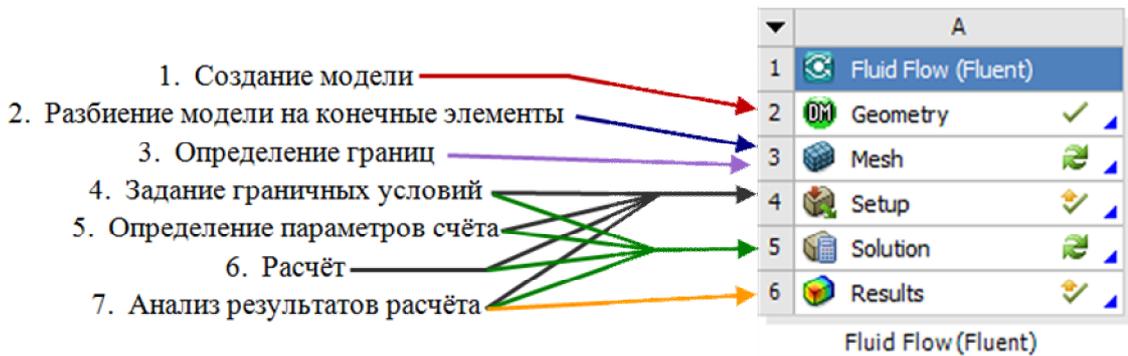


Рис. 9.5. Алгоритм проведения расчёта

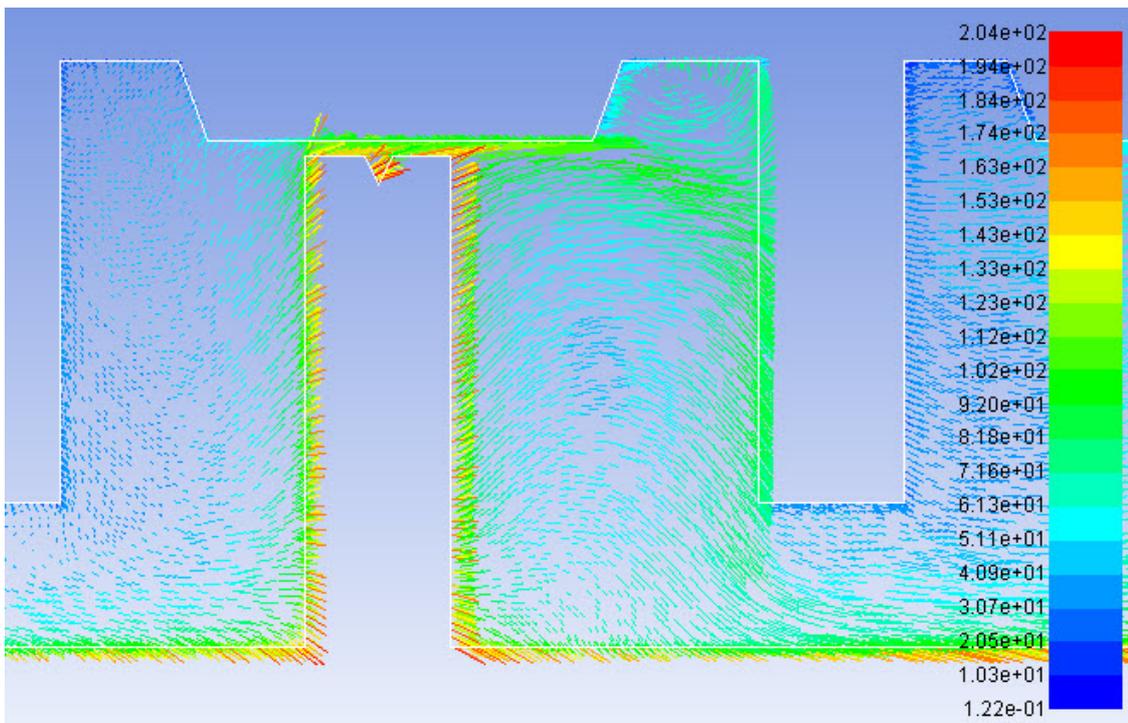


Рис. 9.6. Вектора скоростей в уплотнительной полости

## 10. РАСЧЕТ ОСЕВЫХ СИЛ. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ УПЛОТНЕНИЙ НАСОСА. РАСЧЕТ УТЕЧЕК

При проектировании ТНА, начиная с выбора и обоснования конструктивной и компоновочной схемы, приходится оценивать значение осевых сил. Осевые силы возникают в процессе работы ТНА и действуют на рабочие колеса насосов и турбины, импеллеры, подшипники и другие элементы конструкции роторов. Снижение значений этих сил и, особенно, суммарного значения, действующего на упорный подшипник ТНА, до приемлемого значения является одной из важнейших задач проектирования агрегата.

На этом этапе разработки конструкции агрегата основной целью является выбор диаметров и типов уплотнений, направленный с одной стороны на обеспечение максимальной экономичности агрегата, с другой – минимальной (в оптимальном случае нулевой) осевой нагрузки на упорный подшипник.

Необходимо отметить следующие особенности расчета осевых сил, возникающих на роторе ТНА:

- составляющие осевой силы могут достигать очень больших значений (до 100 и более кН), а их векторная сумма, воспринимаемая упорным (радиально -упорным) подшипником, должна быть близкой к нулю или не превышать 0,5...0,6 кН;

- значение осевых сил зависит от частоты вращения ротора и, следовательно, различно для разных режимов работы ТНА.

При расчете осевых сил решается задача по определению давлений и расходов в так называемом вспомогательном гидравлическом тракте насоса и турбины, то есть в тракте утечек рабочего тела.

При оценочном расчете суммарного осевого усилия необходимо учитывать составляющие, приложенные к следующим элементам конструкции ротора:

- центробежным крыльчаткам;
- шнекам;
- рабочим колесам турбины;
- импеллерным уплотнениям.

Ниже приведена методика приближенной оценки осевых сил, действующих в турбонасосном агрегате.

## 10.1. Осевые силы, действующие на рабочее колесо шнекоцентробежного насоса

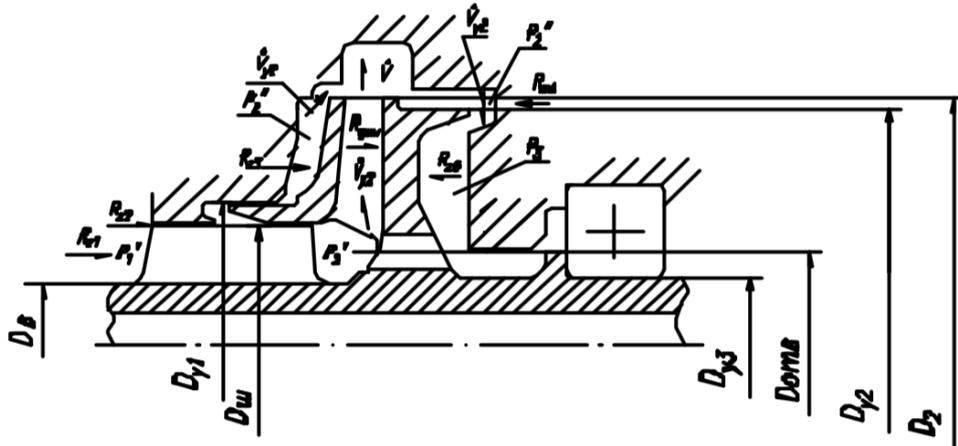


Рис. 10.1. Расчетная схема для определения осевых сил, действующих на шнекоцентробежное рабочее колесо насоса

Осевая сила на рабочем колесе (рис. 10.1) складывается из следующих составляющих:

$R_{z1}$  – осевая сила давления  $p_1$  на входе в насос, действующая на эффективную площадь шнека;

$R_{z2}$  – осевая сила давления  $p_2'$  на выходе из шнека, действующего на торец покрывного диска крыльчатки;

$R_{z3}$  – осевая сила давления  $p_2''(r)$ , действующего на поверхность покрывного диска крыльчатки;

$R_{z4}$  – осевая сила давления  $p_2'''(r)$ , действующего на кольцевую поверхность основного диска крыльчатки от наружного диаметра  $D_2$  до диаметра уплотнения  $D_{y2}$ ;

$R_{z5}$  – осевая сила давления  $p_3$ , действующего на кольцевую поверхность основного диска крыльчатки между уплотнениями с диаметрами  $D_{y2}$  и  $D_{y3}$ ;

$R_{zдин}$  – динамическая составляющая осевой силы, представляющая собой силу реакции рабочей жидкости, протекающей в межлопаточных каналах рабочего колеса.

Суммарное осевое усилие на насосе определяется как сумма составляющих:

$$R_{zш} = R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} + R_{zдин} - R_{z4} - R_{z5}.$$

Любая статическая составляющая осевой силы может быть определена интегрированием давления по составляющему элементу площади шнекоцентробежного колеса. Таким образом, могут быть получены расчетные формулы для статических составляющих осевой силы:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{шн}}^2 - d_a^2) \cdot p_1'; \quad (10.1)$$

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{y1}^2 - D_{\text{шн}}^2) \cdot p_2'; \quad (10.2)$$

где  $p_2' = p_1' + \rho \cdot H_{\text{ст.ш}}$ ;

$H_{\text{ст.ш}} = \eta_{г.шн} \cdot H_{\text{ст.шн}} - c_2^2/2$ ;

$H_{\text{т.шн}} = u_{\text{ср}}^2$  – теоретический напор шнека;

$u_{\text{ср}}$  – окружная скорость на среднем диаметре шнека;

$\eta_{г.шн} = 0,7-0,9$  – гидравлический КПД шнека;

$H_{\text{ст.ш}}$  – статический напор шнека;

$c_2$  – абсолютная скорость рабочего тела на выходе из шнека;

$\rho$  – плотность рабочего тела.

При расчете составляющих осевой силы  $R_{z3}$ ,  $R_{z4}$ ,  $R_{z5}$  необходимо учитывать влияние закрутки  $c_{3и}$ , утечек  $V_{y1}$  и  $V_{y2}$  через уплотнения покрывного и основного дисков, влияние их течения на распределение давления в осевых зазорах между рабочим колесом и корпусом насоса. Однако, на этапе эскизного проектирования, когда необходимо проводить анализ нескольких вариантов конструкции, применимой является методика приближенной оценки значений осевых сил. Примем допущение о том, что в зазоре между дисками рабочего колеса и корпуса насоса угловые скорости жидкости и крыльчатки связаны соотношением  $\omega_{\text{ж}} = 0,5 \cdot \omega$ ; кроме того, будем полагать, что значение утечки рабочего тела  $V_{y2}$  через уплотнение по основному диску известно, так же пренебрегаем утечкой через уплотнение диаметром  $D_{y3}$ . В этом случае составляющие осевой силы  $R_{z3}$ ,  $R_{z4}$ ,  $R_{z5}$  будут определяться выражениями:

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_{y1}^2) \cdot \left[ p_2 - \frac{1}{64} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (D_2^2 - D_{y1}^2) \right]; \quad (10.3)$$

$$R_{z4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_{y2}^2) \cdot \left[ p_2 - \frac{1}{64} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (D_2^2 - D_{y2}^2) \right]; \quad (10.4)$$

$$R_{z5} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_{y3}^2) \cdot \left[ p_2' + \frac{\dot{V}_{y2}^2 \cdot \rho}{2 \cdot \mu_{\text{оме}}^2 \cdot F_{\text{оме}}^2} \right], \quad (10.5)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

$V_{y2}$  – объемные утечки через уплотнение по основному диску, равные утечкам через разгрузочные отверстия, м/с.

Полагая, что утечки через переднее и заднее уплотнения одинаковы, имеем:

$$\dot{V}_{y2} = 0,5 \cdot \dot{V} \cdot (1 - \eta_p) = \mu_{y2} \cdot \pi \cdot D_{y2} \cdot \delta_{y2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_3 - p_2')}; \quad (10.6)$$

или

$$\dot{V}_{y2} = \mu_{отв} \cdot F_{отв} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_3 - p_2')}, \quad (10.7)$$

где  $\mu_{отв}$  – коэффициент расхода через разгрузочные отверстия;

$F_{отв}$  – суммарная площадь разгрузочных отверстий;

$\eta_p$  – расходный (объемный) КПД насоса ( $\eta_p = 0,85 \dots 0,95$ );

$\delta_{y2}$  – радиальный зазор в уплотнении;

$\mu_{y2}$  – коэффициент расхода через уплотнение, для щелевого уплотнения

$\mu_{y2} = 0,5 \dots 0,8$ , для уплотнения с плавающим кольцом  $\mu_{y2} = 0,4 \dots 0,6$ ;

$\rho$  – плотность рабочего тела.

Динамическая составляющая осевой силы:

$$R_{z \text{ дин}} = \dot{m} \cdot (c_{2z} - c_{1z}); \quad (10.8)$$

где  $\dot{m}$  – массовый секундный расход рабочего тела;

$c_{1z}$  – осевая составляющая скорости на входе в рабочее колесо;

$c_{2z}$  – осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса.

## 10.2. Рабочее колесо газовой турбины. Осевая турбина

Осевая сила на рабочем колесе турбины (рис. 10.2) складывается из следующих составляющих:

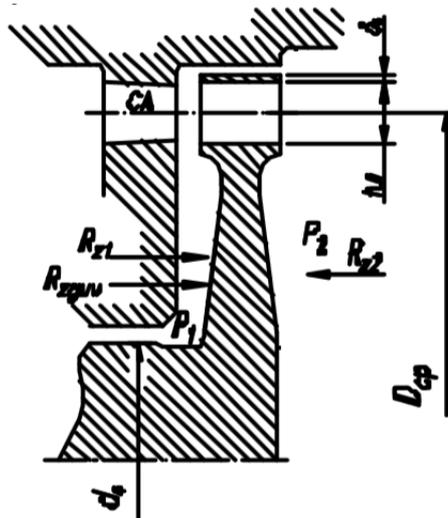


Рис. 10.2. Расчетная схема для определения осевых сил, действующих на рабочее колесо осевой турбины

$R_{z1}$  – осевая сила статического давления газа  $p_1$  на входе в рабочую ступень;

$R_{z2}$  – осевая сила статического давления газа  $p_2$  на выходе из рабочей ступени;

$R_{z\text{дин}}$  – динамическая составляющая осевой силы, представляющая собой силу реакции газа, протекающего в межлопаточных каналах рабочего колеса.

Суммарная осевая сила:

$$R_{zm} = R_{z1} - R_{z2} + R_{z\text{дин}}$$

Составляющие осевой силы определим следующим образом:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (D_{cp} + h_n + 2 \cdot \delta_o)^2 - d_e^2 \right] \cdot p_1; \quad (10.9)$$

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{cp} + h_n + 2 \cdot \delta_o)^2 \cdot p_2; \quad (10.10)$$

$$R_{z\text{дин}} = \dot{m}_T \cdot (c_{1z} - c_{2z}). \quad (10.11)$$

Если при консольном расположении турбины вал расположен со стороны выхода газа из турбины, то в формуле (10.9) следует полагать, что  $d_e = 0$ , а выражение для  $R_{z2}$  примет вид:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (D_{cp} + h_n + 2 \cdot \delta_o)^2 - d_e^2 \right] \cdot p_2.$$

В случае активной турбины статические давления  $p_1$  и  $p_2$  относительно малы и их абсолютные значения примерно одинаковы, поэтому сумма статических составляющих осевой силы становится близкой к нулю:

( $R_{z1} + R_{z2} \approx 0$ ). При парциальном подводе газа, характерном для автономных турбин, давление  $p_1$  может оказаться меньшим, чем давление  $p_2$ , что объясняется эжектирующим действием струи, вытекающей из сопла. Однако, различие этих давлений по значению незначительно, и при расчете осевой силы им можно пренебречь. Динамическая составляющая  $R_{z\text{дин}}$  в активной турбине невелика из-за малого массового расхода газа  $\dot{m}_T$ .

### 10.3. Центростремительная турбина

На рабочее колесо центростремительной турбины без покрывного диска (рис. 10.3) действуют следующие составляющие осевой силы:

$R_{z1}$  – осевая сила давления, действующая на внутреннюю (облопаченную) поверхность рабочего колеса;

$R_{z2}$  – осевая сила, действующая на внешнюю поверхность;

$R_{z3}$  – осевая сила, действующая на поверхность рабочего колеса с диаметром  $D_2$ ’;

$R_{z\text{дин}}$  – динамическая составляющая осевой силы.

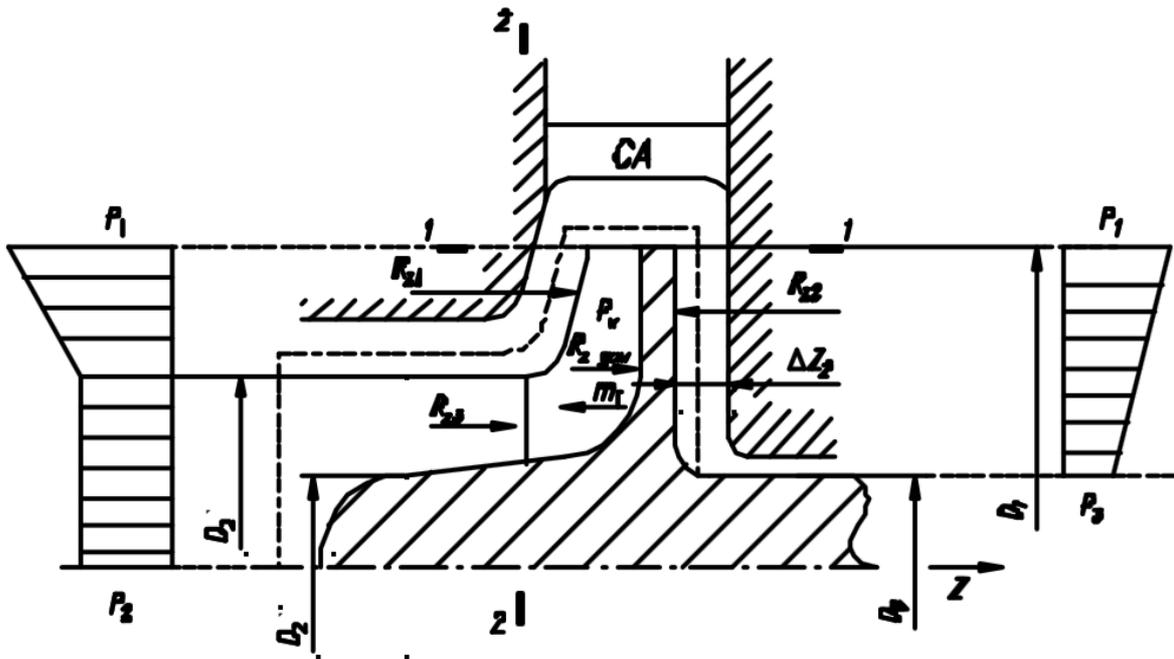


Рис. 10.3. Расчетная схема для определения осевых сил на рабочем колесе центробежной турбины (СА – сопловой аппарат; РК – рабочее колесо)

Сила  $R_{z1}$  определяется, исходя из предположения, что статическое давление рабочего тела турбины между сечениями 1–1 и 2–2 изменяется по линейному закону от значения  $p_1$  до значения  $p_2$ . Тогда:

$$R_{z1} = \pi \cdot \left[ A_1 \cdot \frac{D_1^2 - (D_2')^2}{4} + B_1 \cdot \frac{D_1^3 - (D_2')^3}{12} \right], \quad (10.12)$$

$$\text{где } A_1 = p_1 \cdot \frac{p_2 - p_1}{D_2' - D_1} \cdot D_1; B_1 = \frac{2 \cdot (p_2 - p_1)}{D_2' - D_1} \cdot D_1.$$

Изменение давления в осевом зазоре  $\Delta Z_2$  и давления в сечении 2 – 2 хорошо аппроксимируется линейным законом. В то же время определение давления  $p_3$  – сложная проблема, принимаем его значение из расчета уплотнения, выполненного согласно разделу 10. Из практики известно, что изменение давления в сечении 2 – 2 и осевом зазоре  $\Delta Z_2$  незначительно. Это позволяет с достаточной степенью точности оценить значения осевых сил  $R_{z2}$  и  $R_{z3}$ , полагая давление газов равномерным.

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot p_1, \quad (10.13)$$

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2')^2 \cdot p_2. \quad (10.14)$$

Формула (10.14) пригодна для консольного рабочего колеса турбины. В случае его межопорного (неконсольного) расположения:

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (D_1')^2 - (D_2'')^2 \right] \cdot p_2, \quad (10.15)$$

$$R_{\text{дин}} = \dot{m}_2 \cdot (c_{2z} - c_{1z}),$$

где  $\dot{m}_2$  – массовый расход газа через рабочее колесо;  
 $c_{1z}$ ,  $c_{2z}$  – осевые составляющие абсолютной скорости газа в соответствующих сечениях. Если рабочее колесо центробежной турбины выполнено с покрывным диском, то на него дополнительно действуют две составляющие осевой силы, а именно:  $R_{z4}$  – осевая сила, действующая на внутреннюю облопаченную, поверхность покрывного диска;  $R_{z5}$  – осевая сила, действующая на наружную поверхность покрывного диска.

Суммарная осевая сила:

$$R_{zm} = R_{z1} + R_{z3} + R_{z5} + R_{z\text{дин}} - R_{z2} - R_{z4}.$$

Или при  $R_{z1} = -R_{z4}$ :  $R_{zm} = R_{z3} + R_{z5} + R_{z\text{дин}} - R_{z2}$ .

При наличии уплотнения на поверхности колеса с диаметром  $D_2'$  полагать, что в зазоре между корпусом турбины и покрывным диском имеется давление  $p_1$ . Тогда осевая сила

$$R_{z5} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2'^2) \cdot p_1.$$

Если уплотнение отсутствует, можно принять линейный закон распределения давления в зазоре. В этом случае значение осевой силы  $R_{z5}$  определяется точно так же, как значение осевой силы  $R_{z1}$  (10.12).

#### 10.4. Гидродинамическое импеллерное уплотнение

Осевая сила, действующая на диск уплотнения, складывается из следующих составляющих (рис. 10.4.):

$R_{z1}$  – сила от давления  $p_r$ , действующего на кольцевую площадь диска между диаметрами  $D_r$  и  $d_{\text{вт}}$ ;

$R_{z2}$  – осевая сила от давления  $p$  в пространстве, занятом жидкостью, действующего на кольцевую площадь диска между диаметрами  $D_r$  и  $D_{\text{им}}$ ;

$R_{z3}$  – осевая сила от давления  $p_{\text{им}}$  в осевом зазоре, действующего на поверхность диска без лопаток.

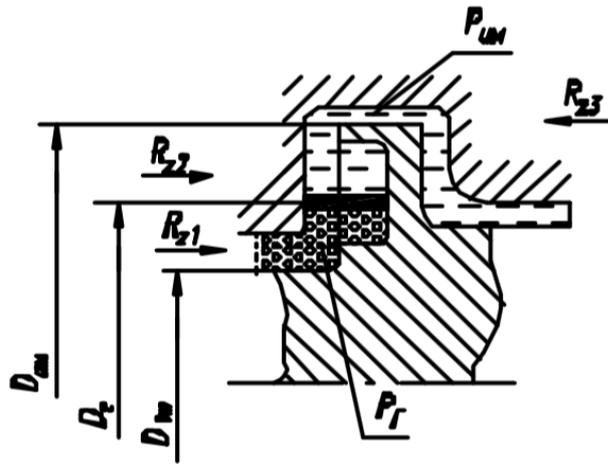


Рис. 10.4. Расчетная схема импеллерного уплотнения

Суммарная осевая сила:

$$R_{z\text{ ум}} = R_{z1} + R_{z2} - R_{z3}$$

Составляющая осевой силы определяется интегрированием давления, действующего на диск по соответствующим поверхностям.

В результате получим:

$$R_{z1} = p_2 \cdot \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_{\text{вм}}^2),$$

$$R_{z2} = \pi \cdot \rho \cdot \frac{\phi_{\text{л}}^2 \cdot \omega^2}{256} \cdot (D_{\text{ум}}^2 - D_2^2) + \frac{\pi \cdot p_{\text{г}}}{4} \cdot (D_{\text{ум}}^2 - D_2^2),$$

$$R_{z3} = p_{\text{ум}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{ум}}^2 - d_{\text{вм}}^2),$$

где  $\phi_{\text{л}}$  – коэффициент закрутки жидкости лопатками диска,  $\phi_{\text{л}} = 0,10 \dots 0,95$ .

При полностью заполненном жидкостью импеллера, что соответствует максимальному перепаду давления ( $p_{\text{ум}} - p_2$ ), выполняется условие  $d_{\text{вм}} = D_2$ .

Полагая, что  $\phi_{\text{л}} = 1$ , получим формулу для максимального осевого усилия на импеллере:

$$R_{z\text{ ум}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{ум}}^2 - d_{\text{вм}}^2) \cdot \left[ p_2 - p_{\text{ум}} + \frac{\rho \cdot \omega^2}{64} \cdot (D_{\text{ум}}^2 - d_{\text{вм}}^2) \right].$$

### 10.5. Распределение давления по длине ротора

Для уменьшения осевых усилий, действующих на опоры ротора, используют различные конструктивные мероприятия. До определения осевой силы необходимо знать распределение давления по контрольным поверхностям.

Все давления на входах и выходах насосов и турбин нам известны.

Перепад давления на шарикоподшипниках для угловых скоростей

ротора  $\omega = 2500...6000$  рад /с составляет  $\Delta p_{u/n} = 0,15...0,3$  МПа.

Перепад давления на уплотнениях может составлять десятки МПа. Утечка зависит от радиального зазора  $\delta R_y$  и геометрии уплотнения. Поэтому при предварительном расчете целесообразно задаваться необходимым при расчете перепадом давления на уплотнении, затем находить необходимый радиальный зазор, при котором обеспечивается заданный перепад. Для щелевого или плавающего уплотнения оценить величину зазора можно по следующей формуле:

$$F = \frac{\dot{V}}{\mu \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}}$$

где  $V$  – объемный расход утечек, составляющий 3...5% от общего расхода через насос, м<sup>3</sup>/с;

$\mu$  – коэффициент расхода (см. раздел 8);

$\Delta p$  – перепад давления на уплотнении, Па;

$\rho$  – плотность рабочего тела, кг/м<sup>3</sup>;

$F = \pi \cdot D_y \cdot \delta R_y$  – площадь уплотнительного зазора, м<sup>2</sup>.

Контактные уплотнения выдерживают следующие перепады давления:

– сальниковое уплотнение  $\Delta p \leq 0,5$  МПа;

– манжетное уплотнение  $\Delta p \leq 1,0$  МПа;

– торцевое уплотнение  $\Delta p \leq 4,0$  МПа.

## 10.6. Компенсация осевых сил

Осевые силы, возникающие на элементах ротора ТНА, воспринимаются соответствующими участками вала, а векторная сумма – радиально-упорным подшипником. Основная задача компенсации осевых сил заключается в снижении суммарной осевой силы до определенного уровня, исходя из условий долговечности радиально - упорного подшипника. В ряде случаев возникает также задача уменьшения отдельных составляющих осевой силы по условию прочности вала.

Возможными конструктивными способами компенсации осевых сил на роторе ТНА являются:

1. Уменьшение или полное исключение осевых сил, которое достигается:

1.1. Использованием насосов с двухсторонним входом;

1.2. Выравниванием сил давления с обеих сторон рабочего колеса насоса;

- 1.3. Подбором определенного соотношения между диаметром уплотнений насоса и турбины;
- 1.4. Применением активной турбины;
2. Изменение компоновочной схемы ТНА. Этот способ реализуется за счет выполнения следующих мероприятий:
  - 2.1. Изменение взаимного расположения насосов и турбины;
  - 2.2. Изменение взаимной ориентации насосов и турбины;
  - 2.3. Изменение взаимной ориентации ступеней многоступенчатых насосов;
3. Использование автоматического разгрузочного устройства.

Практически всегда для разгрузки упорного подшипника приходится реализовывать комплекс из приведенных выше мероприятий. При этом наиболее удобным и эффективным способом является изменение соотношения между диаметром внутренних уплотнений рабочего колеса насоса  $D_{y1}$  и  $D_{y2}$ , позволяющие изменять значение осевой силы в широких пределах. Одной из задач курсового проекта является выбор таких диаметров уплотнений  $D_{y1}$  и  $D_{y2}$ , при которых значение осевого усилия на упорный подшипник ротора в выбранной конструктивной схеме ТНА близко к нулю. При этом изменение величины  $D_{y1}$  – незначительно и определяется толщиной уплотнительного пояса.

Изменение компоновочной схемы ТНА позволяет менять распределение осевых сил по длине вала, оставляя значения этих сил постоянными. При этом удается изменять как эпюры осевых сил по длине вала, так и значение осевой силы, приложенной к упорному подшипнику.

Проиллюстрируем это примером: рис. 10.5.

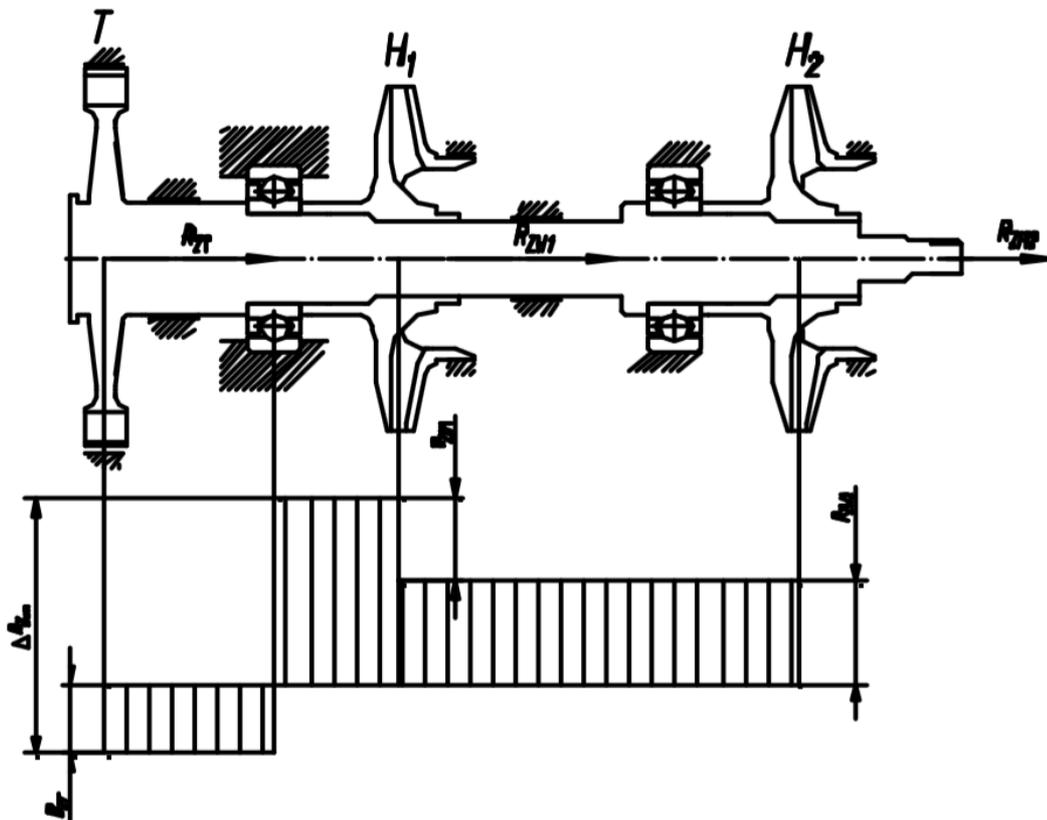
Компенсация осевых сил является не единственным условием, а одним из комплекса условий, которые учитываются при выборе компоновочной схемы ТНА. Следует отметить, что рассмотренные мероприятия обеспечивают эффективную компенсацию осевых сил только на установившейся частоте вращения ротора. На неустановившихся режимах – при запуске или останове ТНА, переходе с режима на режим – значения осевых сил и их равнодействующей могут значительно отличаться от расчетных, полученных для установившегося режима работы.

Для компенсации осевых сил на переходных и перерасчетных режимах работы применяют автоматические разгрузочные устройства (АРУ) или автоматы осевой разгрузки (АОР). Использование автоматической осевой разгрузки ротора обеспечивает уравнивание осевых сил от давления жидкости и газа и изменения количества движения жидкости и газа, возникающего при работе насоса и турбины. Усилия должны быть

скомпенсированы так, чтобы их равнодействующая на стационарных режимах равнялась нулю, а на переходных режимах была минимальной и надежно воспринималась шарикоподшипниками.

Назначение АОР заключается в компенсации отклонений в осевых силах, возникающих за счёт:

- погрешностей расчёта, связанных с неучтёнными факторами;
- погрешностей изготовления проточной части и вспомогательных трактов насоса и турбины;
- погрешности изготовления проточной части трактов двигателя;
- изменения режимов работы ТНА в системе питания двигателя;
- рассогласования режимов работы насоса и турбины при запуске и выключении двигателя.



a)

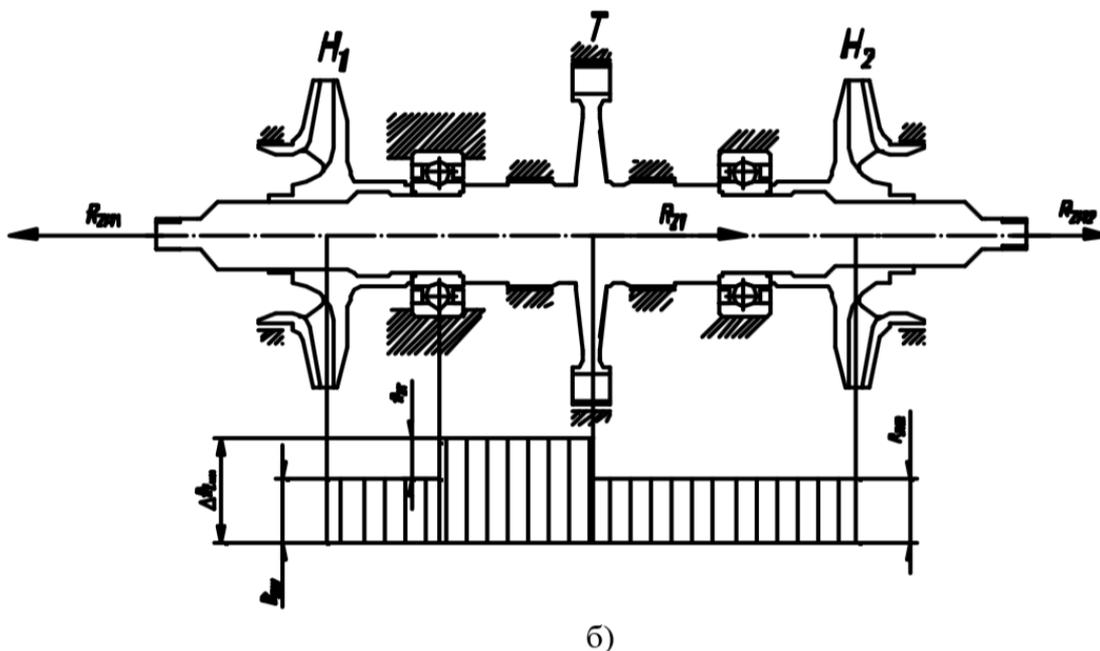


Рис.10.5. Распределение осевых сил по ротору ТНА:

а) эпюра осевых сил при консольной схеме ТНА; б) эпюра осевых сил при симметричной схеме ТНА.  $H_1$  и  $H_2$  -насосы; Т- турбина

Традиционной для ТНА, разработанных в России, является конструкция автоматической осевой разгрузки ротора с одной регулируемой осевой щелью [19] (рис. 10.6). АОР представляет собой простейшую автоматическую систему управления с отрицательной обратной связью.

Разгрузочный поршень 1 АОР, как правило, совмещён с основным диском крыльчатки 2. Разгрузочная полость 3 с регулируемым давлением образована разгрузочным поршнем и корпусом 4 и ограничена нерегулируемой радиальной щелью 5 у наружного диаметра крыльчатки и автоматически регулируемой осевой щелью 6 у ее ступицы. Полость слива 7 после осевой щели соединена с полостью после шнека 9 разгрузочными отверстиями 8 в ступице крыльчатки.

В процессе работы ТНА любое отклонение от номинального значения осевого усилия, действующего на ротор, вызывает осевое перемещение ротора, в результате чего изменяется величина зазора  $\delta_a$  в регулируемой осевой щели. При постоянном значении радиального зазора  $\delta_r$  в нерегулируемой радиальной щели изменяются давление в разгрузочной полости и связанная с ним величина осевого усилия, действующего на разгрузочный поршень. Осевое перемещение ротора прекращается, когда приращение осевого усилия, действующего на разгрузочный поршень, уравнивает осевое усилие, вызвавшее его перемещение. Для ограничения осевого перемещения ротора, когда возникшее неуравновешенное осевое

усилие превышает разгружающую способность АОР, одна из опор ротора имеет в корпусе торцовые ограничители.

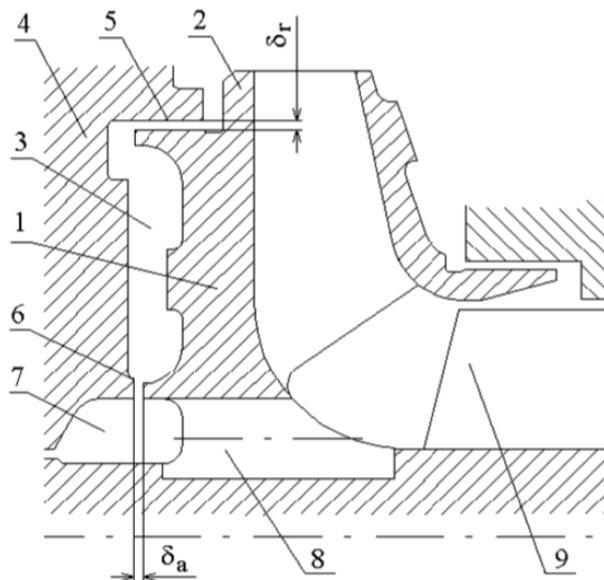


Рис. 10.6. Схема автоматической осевой разгрузки ротора с одной регулируемой щелью

Для расширения разгружающей способности АОР в опоре ротора, ограничивающей его осевое перемещение, устанавливается осевая пружина. В ТНА двигателя РД 0120 АОР водородного насоса работает на перепаде давления, создаваемом второй и третьей ступенями насоса, что обеспечивает значительный диапазон регулирования.

В ТНА, некоторых разработанных в США, Франции, Италии и Японии, используется автоматическая осевая разгрузка ротора с двумя регулирующими осевыми щелями (рис. 10.7). Отличается такая АОР автоматически регулируемой при осевом перемещении ротора осевой щелью с изменяемым зазором  $\delta_{a1}$  у наружного диаметра крыльчатки. При осевом перемещении ротора под воздействием неуравновешенного осевого усилия регулирование давления в разгрузочной полости осуществляется за счет изменения зазоров  $\delta_a$  и  $\delta_{a1}$ , при этом один из зазоров увеличивается, а второй уменьшается.

Приведенные на рис. 10.6, 10.7 схемы АОР имеют свои особенности. АОР с одной регулируемой щелью (рис. 10.6), используемый в российских ТНА, имеет пологую характеристику (малую жесткость) в области повышенных зазоров  $\delta_a$  в осевой щели. АОР имеет относительно простую конструкцию, так как в нем одна регулируемая щель и нерегулируемая радиальная щель выполняется в виде двух цилиндрических поверхностей. АОР не требует высокой точности изготовления, относительно прост в сборке, так как требуется настройка одного зазора  $\delta_a$  в осевой щели.

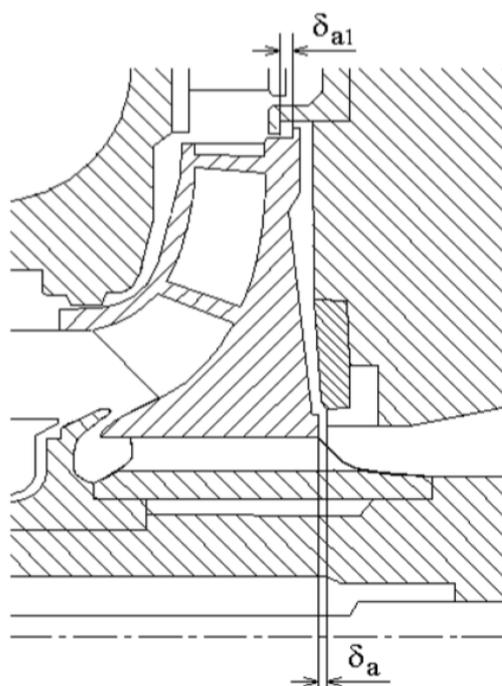


Рис. 10.7. Схема автоматической осевой разгрузки с двумя регулируемыми щелями

АОР с двумя регулируемыми щелями (рис.10.7) имеет большую жесткость и меньшее осевое перемещение по сравнению с АОР с одной регулируемой щелью. АОР более сложен конструктивно и в сборке, так как требуется настройка зазоров двух регулируемых осевых щелей. С таким АОР диск крыльчатки и корпус должны иметь высокую осевую жесткость, для того чтобы обеспечить минимальное влияние осевых деформаций конструкции на характеристики АОР.

АОР следует располагать как можно ближе к упорному подшипнику, благодаря чему достигается минимальное влияние силовых и термических деформаций ротора и корпуса на его работу.

Несмотря на достижение баланса всех осевых сил на роторе, на каждый из элементов ротора действуют значительные осевые силы, достигающие десятков или сотен килоньютонов. Эти силы приводят к деформациям элементов конструкции, в том числе элементов уплотнений. Таким образом, при расчете влияния осевых нагрузок на деформации элементов уплотнений необходимо учитывать не результирующую силу, действующую на ротор, а силу на тот элемент конструкции, деформация которого определяется с учетом возможного попадания (захода) давления в стыки между деталями.

## 11. ВЫБОР И РАСЧЕТ КРЕПЕЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РОТОРА

Крепёжные элементы ротора выберем, исходя из условия обеспечения их прочности. В турбонасосах агрегатах, как правило, применяют крепёжные элементы типа гаек со стандартной метрической резьбой с шагом 1,5...2 ГОСТ 8724– 2002 (табл. 11.1). Номинальный диаметр резьбового соединения должен выполняться максимально возможным, то есть близким к диаметру посадочных поверхностей элементов ротора, расположенных рядом с крепёжным элементом.

Таблица 11.1

Номинальный диаметр резьбы		Шаг P	
1-й ряд	2-й ряд		
10	-	-	1,5
12	-	-	1,5
-	14	2	1,5
16	-	2	1,5
-	18	2	1,5
20	-	2	1,5
-	22	2	1,5
24	-	2	1,5
-	27	2	1,5
30	-	2	1,5
-	33	2	1,5
36	-	2	1,5
-	39	2	1,5
42	-	2	1,5
-	45	2	1,5
48	-	2	1,5
-	52	2	1,5
56	-	2	1,5
-	60	2	1,5
64	-	2	1,5
-	68	2	1,5
72	-	2	1,5
-	76	2	1,5
80	-	2	1,5
-	85	2	1,5

Расчет крепёжных элементов ротора проводят с учетом максимального осевого усилия, действующего на них. Усилие затяжки, действующее на крепёжный элемент:  $Q_0 \geq 1,25 \cdot R_{z\Sigma}$ ,

где  $R_{z\Sigma}$  – суммарная осевая сила, действующая на крепёжный элемент, представляющая собой векторную сумму осевых сил, действующих на элементы ротора, расположенные между упорным буртом вала и крепёжным элементом с учётом возможного захода (попадания) давления

по стыкам между элементами ротора (см. раздел 9 настоящего учебного пособия).

Момент на ключе при сборке:  $M_{\text{кл}} = f \cdot Q_0 \cdot d$ ,

где  $f$  – приведенный коэффициент трения, зависящий от состояния поверхностей, для расчетов принимаем  $f=0,2$ ;

$d$  – номинальный диаметр резьбы.

Напряжение растяжения в стержне шпильки:

$$\sigma_p = \frac{Q_0 + \chi \cdot Q_s}{F_1},$$

где  $F_1 = \frac{\pi \cdot d_{p \min}^2}{4}$  – площадь вала или винта по внутреннему диаметру резьбы;

$d_{p \min}$  – минимальный диаметр резьбового соединения по валу или винту (внутренний диаметр резьбы);

$Q_s = R_{z\Sigma}$  – сила, действующая на резьбовой элемент;

$\chi = 0,2$  – коэффициент основной нагрузки.

Напряжение кручения в соединении:

$$\tau = \frac{Q_0 \cdot 0,07 \cdot d_0}{0,2 \cdot d_1^3},$$

где  $d_0$  и  $d_1$  – внешний и внутренний диаметры резьбы, 0,07 – коэффициент, характеризующий трение в соединении.

Эквивалентное напряжение в шпильке:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau^2}.$$

Коэффициенты запаса прочности:

$k_{0,2p} = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_3}$  – по пределу текучести, должен быть не менее 1,2;

$k_{Bp} = \frac{\sigma_B}{\sigma_3}$  – по пределу прочности, должен быть не менее 1,4.

## 12. ВЫБОР ТИПА, ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПОДВОДЯЩЕГО И ОТВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВ НАСОСА И ТУРБИНЫ, ИХ ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

Первым этапом выбора размеров и типа подводящего устройства является выбор подводящего и отводящего диаметров насоса и турбины, исходя из допустимых скоростей:

$$D_{min} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot c_m}},$$

где  $\dot{m}$  – расход рабочего тела на входе или выходе турбины или насоса;

$c_m$  – максимальная допустимая скорость на входе /выходе турбины или насоса (см. табл. 12.1)

Таблица 12.1

Агрегат	Максимальное значение $c_m$ , м/с	
	вход	выход
турбина	40÷60	$\leq 0,3 M$
насос	5÷10	30÷50

$M$  – число Маха для данных условий.

В случае консольного расположения рабочего колеса насоса может быть использовано осевое подводящее устройство (рис. 12.1). При этом диаметр входа ( $D$ ) определяется диаметром корпуса над шнеком и углом раскрытия входного конфузора ( $\alpha = 5^\circ \dots 7^\circ$ ).

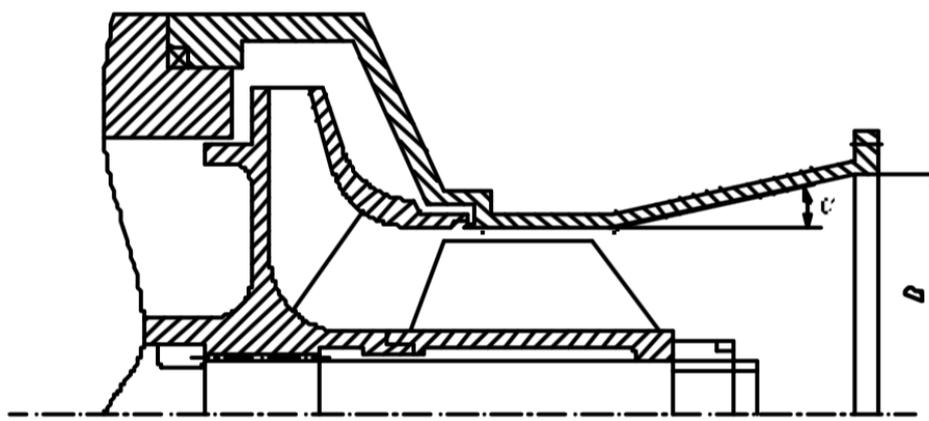


Рис. 12.1. Осевое подводящее устройство насоса

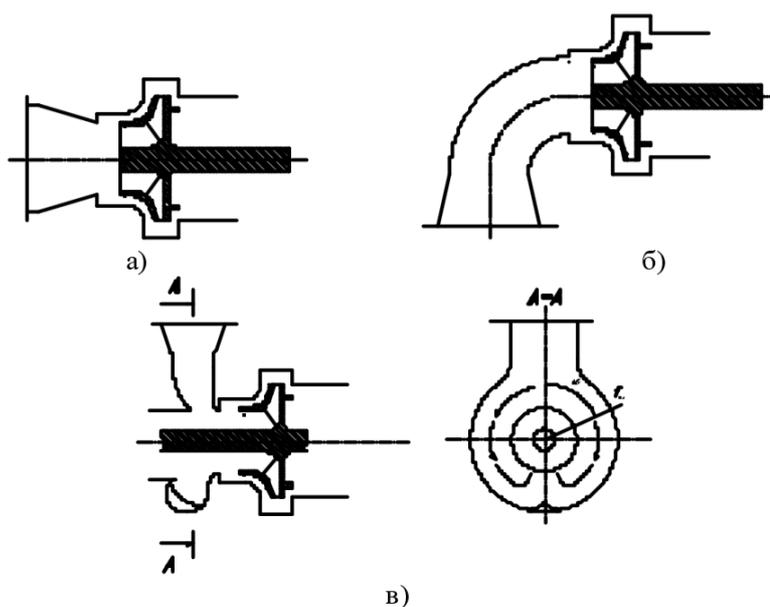
Следует отметить, что диаметр входа  $D$  не может быть меньше диаметра  $D_{min}$ , определенного расчетным путем. В случае, если  $D < D_{min}$ , необходимо увеличить либо длину осевого конфузора, либо угол раскрытия  $\alpha$  до максимально допустимого значения.

Подводящее устройство насоса [10] служит для обеспечения подачи рабочего тела к колесу насоса с заданной скоростью и направлением, совпадающим с осью агрегата. Подводящее устройство влияет, в первую очередь, на кавитационные характеристики насоса, а также его размеры и массу. Для получения высоких антикавитационных характеристик подводящее устройство должно:

- обеспечить осесимметричное течение рабочего тела на входе в колесо насоса (шнек или крыльчатку) с возможно более равномерным распределением скорости и давления;
- обеспечить скорость на входе в колесо насоса в диапазоне  $5 \div 10$  м/с;
- обеспечить нужное направление скорости, как правило, осевое;
- иметь минимальные гидравлические потери.

Исходя из изложенных требований, подводящее устройство обычно выполняют с конфузورным участком, на котором происходит повышение скорости на 15...20 % (в ускоряющемся потоке получается более равномерное поле скоростей и меньше вероятность отрыва потока).

Увеличение неравномерности потока на выходе из подводящего устройства (входе в колесо насоса) отрицательно сказывается на антикавитационных качествах насоса. Такое же влияние на антикавитационные качества оказывает увеличение потерь в подводе, приводящее к уменьшению давления на входе в колесо насоса. Различают пять видов подводящих устройств насосов: прямой конический (рис. 12.2, а) или осевой подвод, коленообразный (рис. 12.2, б), кольцевой (рис. 12.2, в), полуспиральный (рис. 12.2, г) и спиральный.



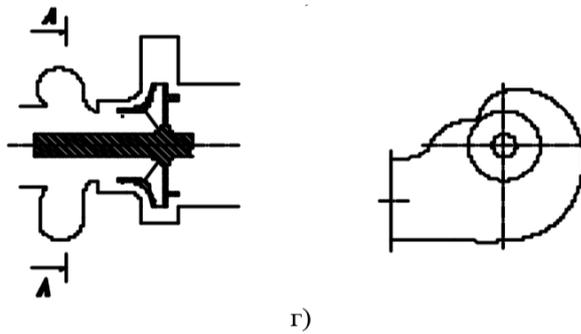


Рис. 12.2. Возможные варианты подводящих устройств

Для обеспечения осесимметричного течения и равномерного распределения скорости наиболее целесообразно применение осевого подвода, однако это требует консольного расположения колеса насоса. Применение такого подводящего устройства целесообразно в том случае, если возможно выполнить переход трубопровода непосредственно в подвод насоса, без поворота.

Коленообразный подвод не обеспечивает равномерного распределения скоростей, но конструктивно прост, часто применяется в ТНА для насосов, расположенных консольно. Наибольшее распространение имеют кольцевой, полуспиральный и спиральный подводы. Эти три вида подводов имеют близкие характеристики по потерям и неравномерности потока. Меньшие габаритно-массовые характеристики могут быть получены при использовании спирального подвода. Для этих видов подводов коэффициент потерь  $\xi_{\text{подв}}$  определяется отношением площадей их входных  $F_{\text{вх}}$  и выходных  $F_1$  сечений [10]:

$$\xi_{\text{подв}} = 0,8 \cdot \left( \frac{F_1}{F_{\text{вх}}} \right)^2$$

Потери в коленообразном подводе могут быть уменьшены установленной в зоне поворота потока одной или нескольких направляющих лопаток. Можно считать, что при этом коэффициент потерь уменьшается примерно в два раза.

Как в коленообразном, так и осевом подводах может располагаться подшипниковая опора насоса, загромождающая их сечение (рис. 12.3). Это увеличивает потери в подводящем устройстве. Увеличение потерь можно оценить по формуле для внезапного расширения

$$\Delta \xi_{\text{подв}} = \left( \frac{F_1}{F_{\text{min}}} - 1 \right)^2,$$

где  $F_{\text{min}}$  - минимальная площадь проходного сечения в области опоры.

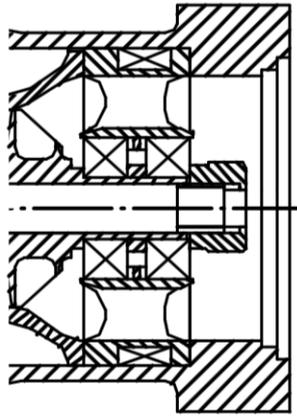


Рис. 12.3. Вход в насос с загромождением подшипниковой опорой

На распределение скоростей в подводе на малых, а иногда и номинальных расходах оказывают влияние закрученные обратные токи, выходящие из шнека. При наличии кольцевого и полуспирального подводов обратные токи гасятся и закрутка не передается во входной трубопровод, а при осевом и коленообразном подводах закрутка передается во входной трубопровод и может негативно повлиять на работу агрегатов автоматики, расположенных в нём. Вид подводящего устройства, в первую очередь, определяется компоновкой ТНА. При проектировании насоса следует выбирать подводы, геометрически подобные тем, которые используются в насосах с высоким антикавитационными качествами.

Один из возможных вариантов кольцевого подвода шнекоцентробежного насоса приведен на рис.12.4, его основные размеры даны в долях от диаметра  $D_{ex}$ . Внешний вид такого подвода представлен на рис. 12.5.

Подвод может быть выполнен спиральным (см. пунктир на рис. 12.4), тогда площади сечений подвода изменяются пропорционально углу  $\phi$ :

$$F_{\phi} = \frac{F_{i-i}}{2} \cdot \left(1 - \frac{\phi}{\pi}\right)$$

На рис. 12.6 показан пример исполнения и соотношение размеров полуспирального подвода. Сечения 1–9 спиральной части канала изменяются пропорционально углу их установки относительно нулевого сечения, совпадающего с ребром, которое служит для разделения потока на две части, а также для предупреждения развития осевого вихря.

Диаметр подвода  $D$  определяется наружным диаметром шнека, а диаметр  $d$  – диаметром втулки шнека  $d_{вт}$ :  $D = (1,02...1,05) \cdot D_{ш}$ ;  $d = (1,05...1,1) \cdot d_{в}$ . Диаметр входа подводящего устройства  $D_{ex}$  выбирается, исходя из условия повышения скорости в подводе на 15...20%:

$$D_{\text{BX}} = (1,07 \dots 1,1) \cdot \sqrt{D^2 - d^2}.$$

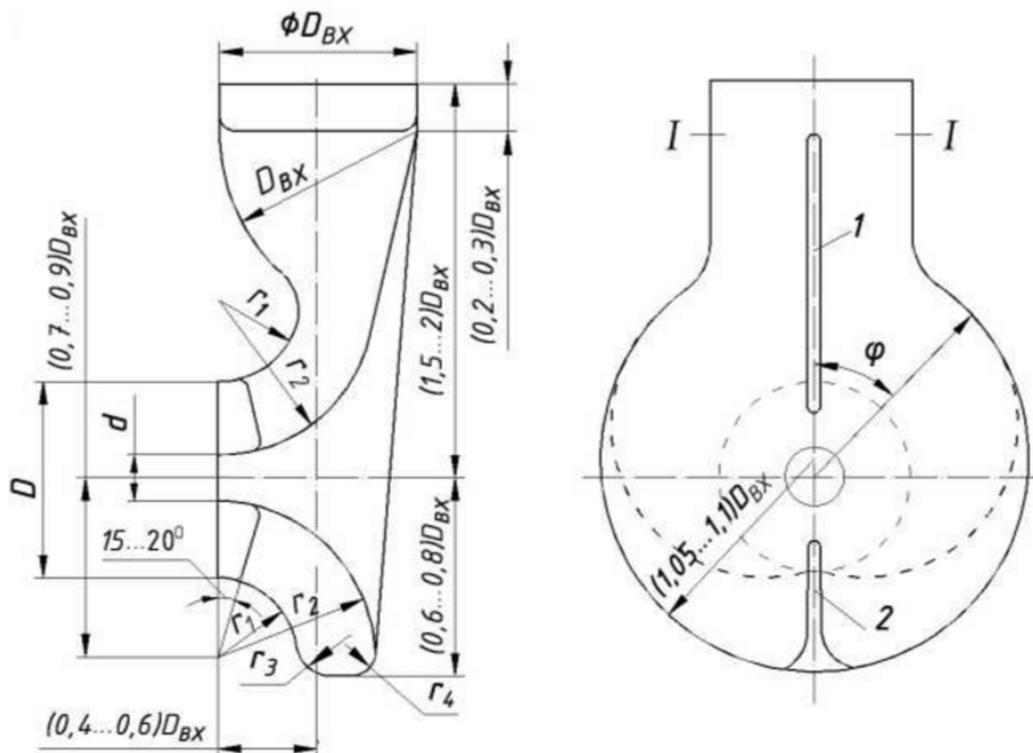


Рис. 12.4. Кольцевой подвод и его геометрические соотношения:  
1 – разделительное ребро; 2 – направляющее ребро

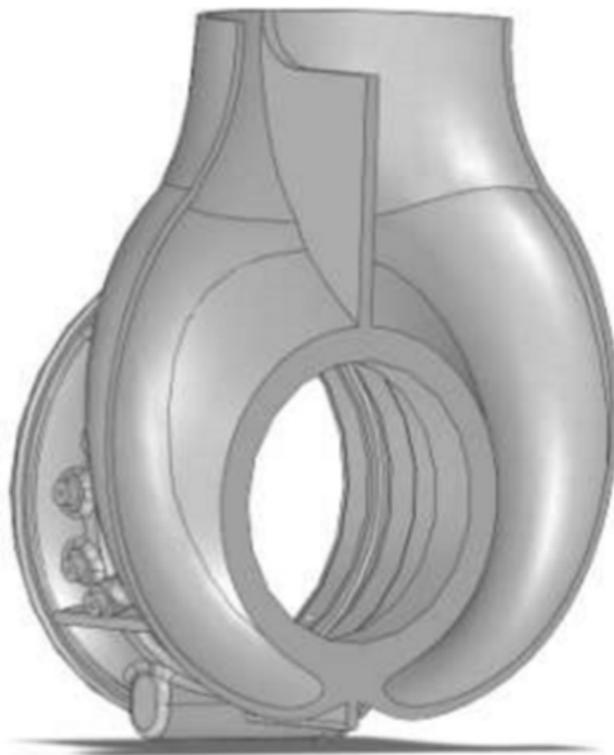


Рис. 12.5. Внешний вид кольцевого подвода

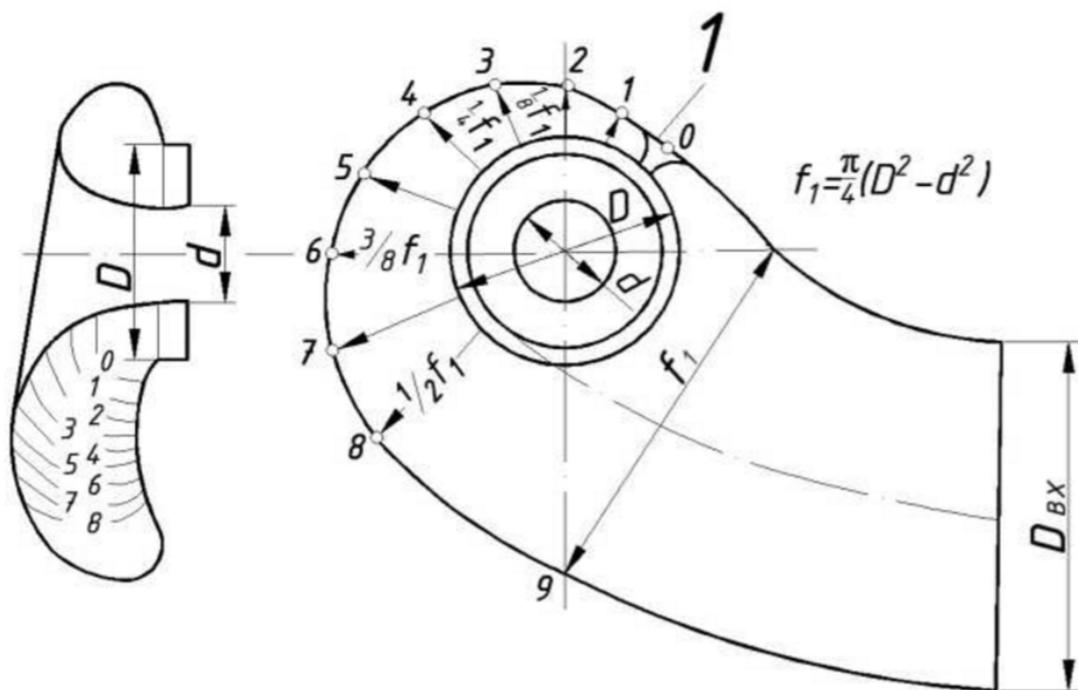


Рис. 12.6. Полуспиральный входной патрубок  
(1 – разделительное ребро)

При большой конфузности уменьшается коэффициент потерь в подводе, но это приводит к увеличению размеров из-за возрастания  $D_{вх}$ .

Основные размеры подвода назначают в долях от  $D_{вх}$ . На участке от входа до сечения I–I скорость увеличивается на 2...4 % (рис. 12.4). Для равномерного подвода жидкости к шнеку и исключения закрутки потока в подводе выполняют разделительное 1 и направляющее 2 ребра. Установка разделительного ребра в подводе способствует уменьшению потерь в подводящем устройстве и повышению равномерности потока, направляющее ребро уменьшает закрутку потока на выходе из подвода.

К уменьшению потерь и повышению равномерности потока ведёт скругление образующих внешних и внутренних поверхностей канала (радиусы  $r_1$  и  $r_2$ ).

Благоприятно на параметрах потока сказывается увеличение радиусов  $r_3$  и  $r_4$ . Увеличение протяженности участка постоянного кольцевого сечения на выходе из подвода повышает равномерность потока в выходном сечении.

Выступ, очерченный радиусом, равным  $D_{вх}$ , во входной части подвода, создаёт поджатие потока перед входом в кольцевую камеру, что способствует повышению равномерности потока и уменьшению потерь.

Полного исключения закрутки потока на выходе из подвода можно добиться установкой в выходной его части нескольких радиальных ребер.

Форма поперечных сечений выбирается из условия обеспечения плавности внутренних поверхностей подводящего устройства.

### Отводящие устройства насосов

Отводящее устройство [10] служит для сбора рабочего тела, выходящего из колеса насоса, направление его в систему питания и преобразования при этом кинетической энергии потока в статическую энергию давления. Необходимость этого связана с тем, что поток на выходе из рабочего колеса имеет скорость до 600 м/с, т.е. обладает большой кинетической энергией, в то время как для системы питания требуются высокие давления (до 70 МПа) и относительно малая скорость на выходе из насоса (до 50 м/с). Высокие скорости ведут к росту гидравлических потерь. Кроме того, гидравлический удар при действии элементов автоматики будет сильнее при большей начальной скорости. Удельная кинетическая энергия преобразуемая в энергию давления, равна разности

$$\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_{\text{вых}}^2}{2}.$$

При обычных для насосов значениях угла установки лопатки на выходе  $\beta_{2л}$ , равных 30...60°, она на расчётном режиме составляет 25...30% от всего теоретического напора.

Отводящие устройства должны:

- преобразовывать кинетическую энергию потока рабочего тела в статический напор с минимальными потерями;
- обеспечивать равномерное поле скорости и давления на выходе колеса, создавая условия для установившегося относительного движения жидкости через него, уменьшения пульсаций давления и снижения радиальных усилий;
- иметь минимально возможные размеры.

В состав отводящих устройств в общем случае входят кольцевой безлопаточный диффузор 2, кольцевой лопаточный направляющий аппарат 3, спиральный сборник 4, конический диффузор 5 (рис. 12.7).

Если окружная скорость на выходе из колеса  $u_2$  не превышает 150...200 м/с, то отвод центробежного насоса обычно выполняют в виде кольцевого безлопаточного диффузора, спирального сборника и конического диффузора.

При окружных скоростях, больших 200 м/с, для более эффективного торможения потока между спиральным сборником и колесом обычно устанавливают кольцевой лопаточный направляющий аппарат (ЛНА), в котором уменьшается скорость потока и увеличивается давление. Если не применять ЛНА при больших  $u_2$ , а, следовательно, и  $c_2$ , то в спиральном сборнике и коническом диффузоре невозможно без больших потерь затормозить скорость до требуемых выходных величин:  $c_{\text{вых}} = 15...30$  м/с.

Кроме того, так как большие окружные скорости  $u_2$  соответствуют большим выходным давлениям  $p_{\text{вых}}$ , то установка ЛНА позволяет увеличить жесткость корпуса насоса.

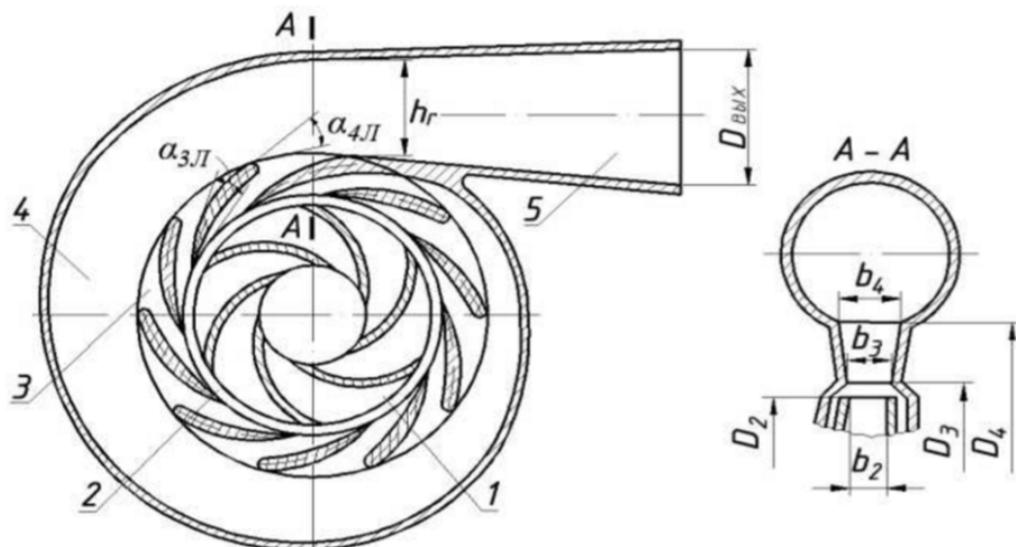


Рис. 12.7. Отвод центробежного насоса:

1 – центробежное колесо; 2 – кольцевой безлопаточный диффузор; 3 – кольцевой лопаточный направляющий аппарат; 4 – спиральный сборник; 5 – прямой конический диффузор

#### Кольцевой безлопаточный диффузор

Кольцевой безлопаточный диффузор отделяет рабочее колесо насоса от языка спирального сборника или от лопаток кольцевого ЛНА. В нем преобразуется в потенциальную энергию давления незначительная доля кинетической энергии потока в связи с его малой радиальной протяженностью. Увеличение радиальной протяженности безлопаточного диффузора уменьшает пульсации потока и вибрацию насоса за счет выравнивания скоростей при обтекании языка спирального сборника или при входе в кольцевой лопаточный направляющий аппарат, но при этом возрастают радиальные габариты насоса. Обычно выходной радиус безлопаточного диффузора

$$R_3 = (1,04 \dots 1,08) \cdot r_2 \quad (12.1)$$

#### Кольцевой лопаточный направляющий аппарат

ЛНА выполняется в виде круговой решетки с диаметром входа  $D_3$  и диаметром выхода  $D_4$ , установленной между боковыми стенками корпуса. Жидкость отклоняется лопатками от направления линий тока свободного движения и переводится ими на большие радиусы.

Входной угол средней линии лопаток ЛНА должен соответствовать углу  $\alpha_2$  выхода потока из колеса в абсолютном движении. Угол  $\alpha_2$  находится по отношению скоростей:

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2m}}{c_{2u}}.$$

Между колесом и ЛНА необходимо предусмотреть радиальный зазор (12.1). Ширину ЛНА  $b_3$  выбирают большей, чем ширина колеса:

$$b_3 = (1,1 \dots 1,2) \cdot b_2$$

Угол входа потока в ЛНА находят на основе опытных данных по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{b_2}{b_3} \cdot \left( 1,5 - 0,5 \frac{b_2}{b_3} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_2.$$

Входной угол лопаток ЛНА

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + (0 \dots -2)^\circ.$$

Выходной угол лопатки (по средней линии)  $\alpha_{4л}$  выбирают несколько большим, чтобы обеспечить диффузорный межлопаточный канал небольшого уширения:

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + (5 \dots 15)^\circ.$$

Для обеспечения прочности лопатку выбирают достаточно длинной. Густота решетки на среднем диаметре ЛНА при этом составляет  $\tau_{\text{ср.ЛНА}} = 1,3 \dots 1,8$ , а выходной диаметр

$$D_4 = (1,15 \dots 1,35) \cdot D_3.$$

Длину хорды лопатки найдем из приближенного соотношения

$$b_{л} = \frac{D_4 - D_3}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_{3л} + \alpha_{4л}}{2}}.$$

По величине густоты и длине хорды лопатки найдем шаг на среднем диаметре:

$$t_{\text{ср}} = \frac{b_{л}}{\tau_{\text{ср.ЛНА}}}.$$

Определив шаг, найдем число лопаток:

$$z_{\text{ЛНА}} = \frac{\pi \cdot (D_3 + D_4)}{2 \cdot t_{\text{ср}}}.$$

Округление числа лопаток ведется до большей величины.

Скорость на выходе из ЛНА находим по величине меридиональной составляющей и по углу выхода потока  $\alpha_4$ , за который можно принять  $\alpha_{4л}$ , так как углы отставания обычно малы:

$$c_{4m} = \frac{\dot{V}_p}{\pi \cdot D_4 \cdot b_4}.$$

Ширину  $b_4$  целесообразно выбирать равной или несколько большей  $b_3$ , чтобы межлопаточный канал получился пространственно диффузорным. Обычно

$$b_4 = (1,0 \dots 1,2) \cdot b_3.$$

Окружную составляющую скорости найдем как

$$c_{4u} = \frac{c_{4m}}{\operatorname{tg} \alpha_{4л}}.$$

### Спиральный сборник

При умеренных давлениях и скоростях потока на выходе из колеса насосы выполняются только со спиральными отводами, так как кольцевой лопаточный направляющий аппарат усложняет конструкцию насоса.

Спиральный сборник (рис. 12.8) является важным рабочим элементом насоса, так как его геометрические параметры определяют расчетный режим насоса по расходу  $\dot{V}_p$  (режим максимального гидравлического КПД). Внешний вид спирального сборника представлен на рис. 12.9. Он представляет собой гидравлический канал с переменным расходом. По всей входной окружности сборника жидкость поступает из каналов ЛНА, а если его нет, то непосредственно из колеса.

В спиральном сборнике может происходить некоторое увеличение давления по радиусу за счет уменьшения окружной и меридиональной составляющих абсолютной скорости потока. Однако дополнительного увеличения сечения для преобразования кинетической энергии в потенциальную обычно не предусматривают, так как это увеличивает потери в сборнике.

В практике получил широкое распространение метод расчета спирального сборника, основанный на допущении постоянства скорости  $c_r$  во всех радиальных сечениях спирали. Это допущение предполагает пропорциональность проходного радиального сечения расходу, который, в свою очередь, меняется пропорционально углу охвата.

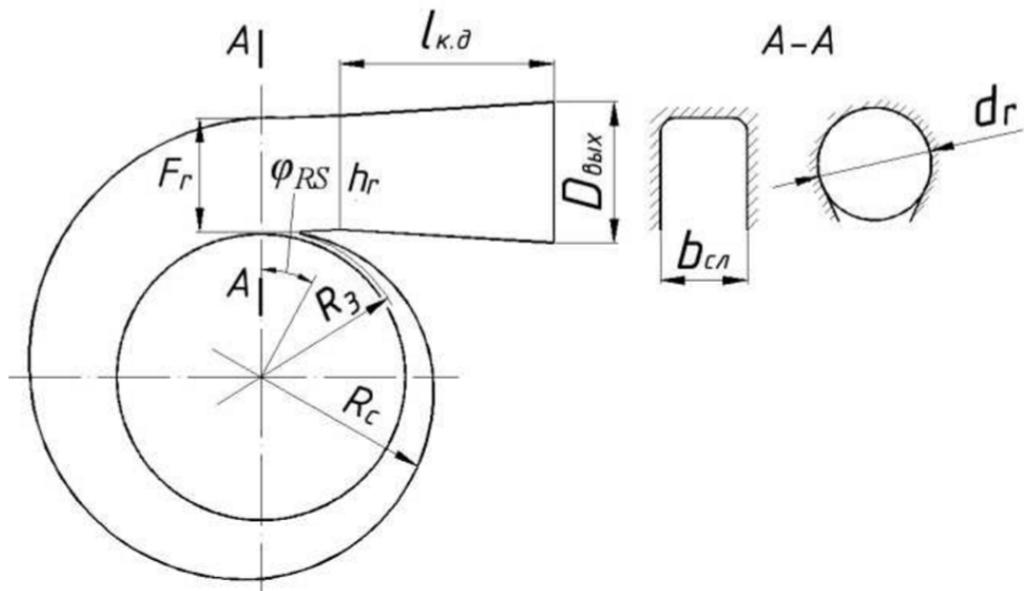


Рис. 12.8. Спиральный сборник



Рис. 12.9. Внешний вид отвода насоса со спиральным сборником

Основным размером сборника является площадь выхода из сборника (площадь входа в конический диффузор) – площадь горла спирали. Эта площадь выбирается из условия совмещения заданного расхода с расчетным. Рассчитаем величину выходного сечения (горла) спирали  $F_r$ , задаваясь величиной скорости в нем в зависимости от окружной составляющей скорости на выходе из колеса: при отсутствии ЛНА

$$c_r = (0,6...0,7) \cdot c_{2u};$$

при наличии ЛНА

$$c_r = (0,65...0,75) \cdot c_{4u}.$$

Тогда

$$F_r = \frac{\dot{V}_p}{c_r}.$$

Площадь сечения спирали в любом произвольном сечении находят по формуле

$$F = F_r \cdot \frac{\varphi}{360^\circ},$$

где  $\varphi$  — угол, под которым расположено искомое сечение.

Зная площадь радиального сечения, легко определить все линейные размеры спирального сборника, задаваясь формой поперечного сечения.

Форма поперечного сечения спирали большого значения не имеет и зависит от способа изготовления корпуса насоса. При изготовлении его путем фрезерования применяют прямоугольное сечение. Ширина спирали определяется соотношением

$$b_{\text{сп}} = b_{\text{д}} + (0,04 \dots 0,06) \cdot D_2, \quad ,$$

где  $b_{\text{д}}$  — ширина колеса с дисками на выходе.

При изготовлении литьем, что чаще всего бывает при наличии ЛНА, сечение может быть круглым или округло - трапециевидным.

Для прямоугольного сечения радиус внешней стенки спирали может быть рассчитан по формуле

$$R_c = R_3 + h_r \cdot \frac{\varphi}{360^\circ},$$

где радиус  $R_3$  определяется по формуле (12.1) или принимается равным радиусу выходного сечения ЛНА

$$R_3 = \frac{D_4}{2};$$

высота горла спирали  $h_r$  определяется по формуле:

$$h_r = \frac{F_r}{b_{\text{сп}}}.$$

Для круглого сечения радиус внешней стенки спирали рассчитывается по формуле

$$R_c = R_3 + d_r \cdot \sqrt{\frac{\varphi}{360^\circ}},$$

где диаметр горла спирали  $d_r$  определяется по формуле

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot F_r}{\pi}}.$$

Для приближенного построения контура стенки спирали прямоугольного сечения можно воспользоваться методом «конструкторского квадрата». Построение ведется с помощью четырех дуг окружностей с радиусами  $R_I, R_{II}, R_{III}, R_{IV}$ . Центрами окружностей являются угловые точки

квадрата со стороной  $(k \cdot h_r)/4$ , где  $k = 0,75 \dots 0,85$  – коэффициент, учитывающий отличие действительной площади горла от теоретической (при нулевой толщине языка).

После построения теоретического контура стенки спирали, соответствующего нулевой толщине языка, начало спирали (сечение  $F_r$  на рис. 12.8) смещают на угол  $\phi_{яз} = 15 \dots 30^\circ$ , не изменяя формы сечения.

### Конический диффузор

После спирального сборника поток жидкости попадает в конический диффузор, где происходит торможение скорости до заданной скорости выхода ( $c_{вых} = 15 \dots 30$  м/с, а для водорода – до 40 м/с). При отсутствии ЛНА в коническом диффузоре 80...90% динамического напора колеса преобразуется в статический напор. Конический диффузор выполняется в виде расширяющегося патрубка (рис. 12.10, а). Форма входного сечения соответствует форме выходного сечения спирального сборника, а выходное сечение обычно выполняется круглым, так как конический диффузор непосредственно стыкуется с выходным трубопроводом. Площадь горла спирали  $F_r$  является площадью входа в конический диффузор, а площадь выходного сечения определяется выбором скорости  $c_{вых}$ :

$$F_{вых} = \frac{\dot{V}_p}{c_{вых}}$$

Длина диффузора  $l_{кд}$  определяется эквивалентным углом раскрытия  $\alpha_3$ :

$$\alpha_3 = 2 \cdot \arctg \frac{D_{вых} - d_{э.г}}{2 \cdot l_{кд}},$$

где  $d_{э.г} = \sqrt{4 \cdot F_r / \pi}$  – эквивалентный диаметр горла.

Обычно угол раскрытия конического диффузора ограничивается  $\alpha_3 = 6 \dots 12^\circ$ , при котором обеспечивается приемлемое значение коэффициента потерь.

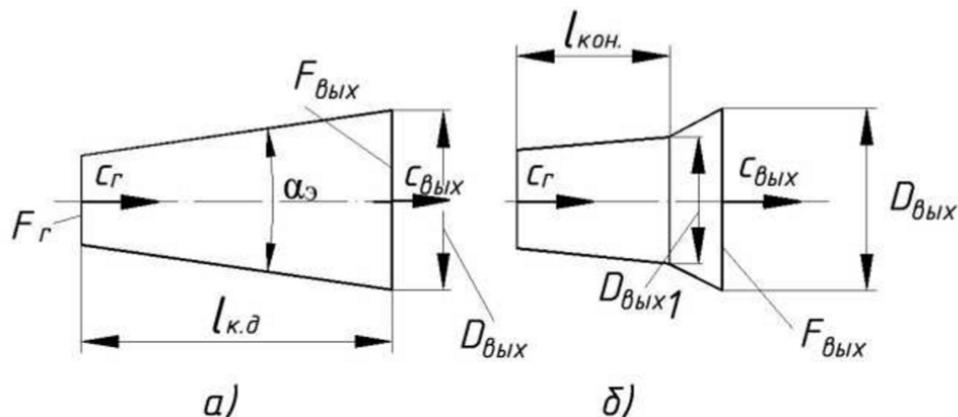


Рис. 12.10. Конический диффузор: а – бесступенчатый; б – ступенчатый

Если после выполнения указанных выше рекомендаций длина конического диффузора будет превышать величину  $(4,5 \dots 6,5) \cdot d_{\text{эГ}}$ , то с целью сокращения его длины и массы следует применить ступенчатый диффузор с двумя углами раскрытия  $\alpha_{\text{э1}} = 6 \dots 12^\circ$  и  $\alpha_{\text{э2}} = 15 \dots 24^\circ$  (рис. 12.10, б).

При этом  $D_{\text{вых1}} \cong \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{F_{\text{выск}} + F_{\text{Г}}}{2} \right)}$ .

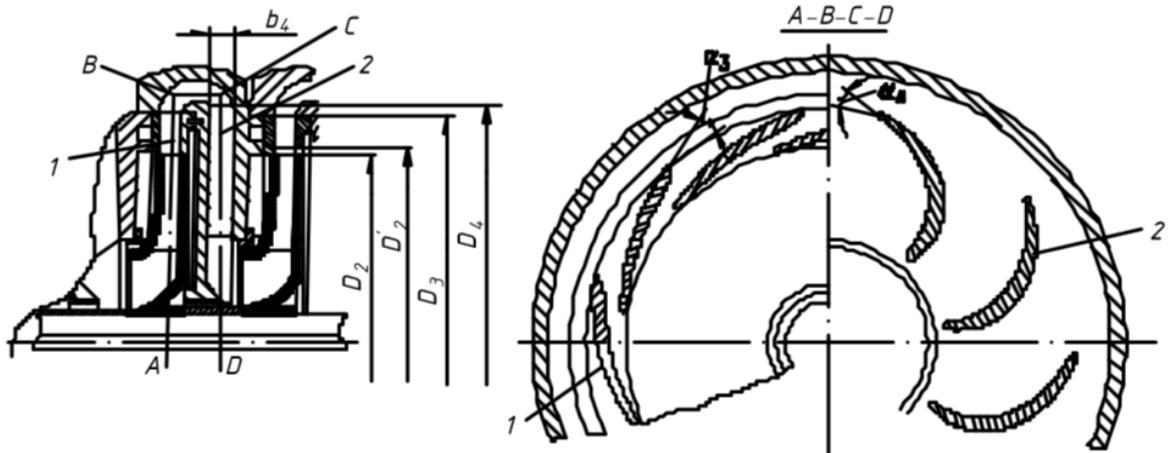


Рис. 12.11. Двухступенчатый центробежный насос: 1 – кольцевой лопаточный направляющий аппарат; 2 – обратный направляющий аппарат



Рис. 12.12. Внешний вид обратного направляющего аппарата

Отводящие устройства центробежных водородных насосов, как правило, имеют лопаточные направляющие аппараты, увеличивающие жесткость корпуса, необходимую при высоких давлениях, и обратные

направляющие аппараты, обеспечивающие подвод жидкости к последующей ступени. Отводится жидкий водород в напорный трубопровод с помощью спирального сборника и конического диффузора последней ступени (рис. 12.11). Внешний вид обратного направляющего аппарата приведен на рис. 12.12.

Оптимальная угловая скорость водородных насосов существенно больше, чем насосов окислителей. Поэтому представляется целесообразным водородный насос приводить от отдельной турбины, как и насос окислителя, т.е. иметь два турбонасосных агрегата.

Подводящие и отводящие устройство турбины.

Подводящее и отводящее устройство турбины выполняют как осевым (рис. 12.13), так и радиально - кольцевым (рис. 12.14). При этом должно выполняться условие обеспечения максимально допустимой скорости на входе/выходе. Площадь сечения коллектора должна быть примерно равна половине площади подводящего/отводящего патрубка. Иногда патрубок выполняют тангенциально коллектору.

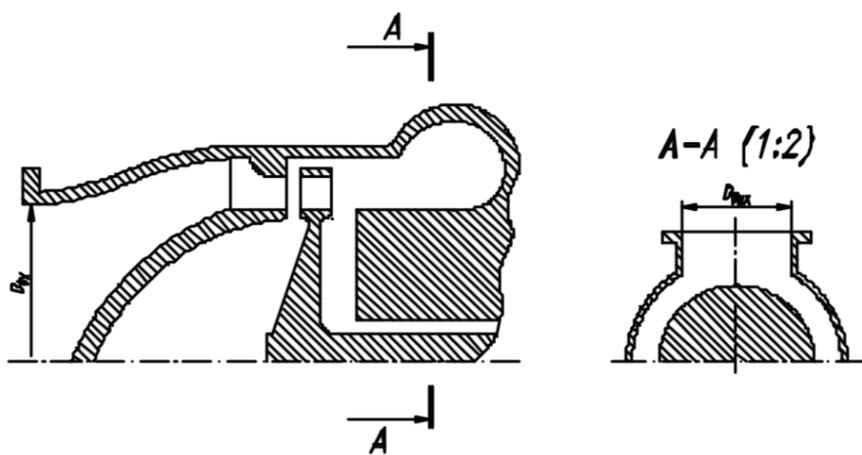


Рис. 12.13. Осевое подводящее устройство осевой турбины

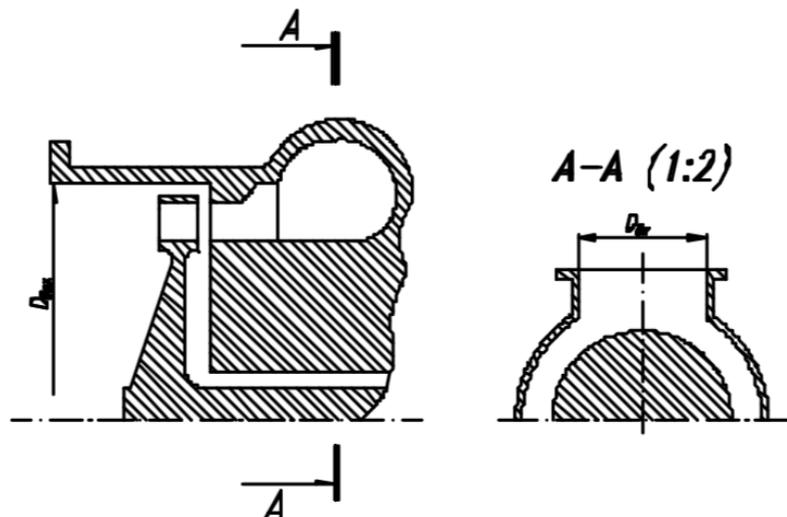


Рис. 12.14. Радиальное подводящее устройство осевой турбины

### Центростремительная турбина.

Подводящее устройство центростремительной турбины представлено на рис. 12.15.

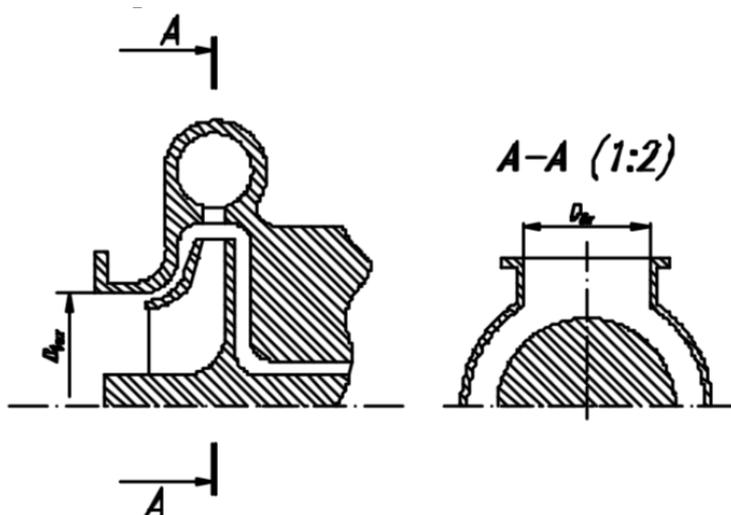


Рис. 12.15. Подводящее устройство центростремительной турбины

Прочностной расчет корпусных деталей. Минимальную толщину стенок корпусных деталей определяют из соотношения:

$$\delta = \frac{p \cdot r}{2 \cdot [\sigma]},$$

где  $p$  – внутреннее давление;

$r$  – средний радиус стенки корпуса;

$[\sigma]$  – допустимые напряжения материала корпуса при рабочей температуре, определенные с учетом коэффициента запаса.

Следует помнить, что минимальная технологическая толщина подводов насосов не менее 3 мм, отводов – 5 мм, подводов и отводов турбины – 5 мм.

### 13. ВЫБОР И РАСЧЕТ КРЕПЕЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ФЛАНЦЕВЫХ РАЗЪЕМОВ

Для разъемов корпусов используются шпильки с гайками и винты.

Расчет проводят с учетом действия максимального давления, а также растягивающей силы и изгибающего момента на разъемы от действия нагрузок на двигатель. Рассматривается прочность стержня шпильки (винта).

Усилие затяжки, действующее на шпильку должно быть:

$$Q_0 \geq 1,25 \cdot Q_p + 2,67 \cdot M_b / (z \cdot D_b) + T/z,$$

где  $Q_p$  – рабочее усилие на шпильку от давления,

$M_b$  – изгибающий момент на разъем,

$T$  – внешняя растягивающая сила на разъем,

$z$  – число шпилек (винтов),

$D_b$  – диаметр окружности установки шпилек (винтов).

Крутящий момент и сдвигающая сила на шпильки (болты) не передаются, так как парируются силами трения на фланцах разъемов.

Для расчета принимаем изгибающий момент и внешнюю растягивающую силу на разъем равными нулю.

Момент на ключе при сборке составляет для гаек шпилек:  $M_{\text{кл}} = f \cdot Q_0 \cdot d$ ,

где  $f$  – приведенный коэффициент трения, зависящий от состояния поверхностей шпильки (винта), гайки и шайбы, для расчетов принимаем  $f=0,2$ ;

$d$  – номинальный диаметр резьбы.

Напряжение растяжения в стержне шпильки:

$$\sigma_p = \frac{Q_0 + \chi \cdot Q_s}{F_1},$$

где  $F_1$  – площадь шпильки по внутреннему диаметру резьбы;

$Q_s = Q_p + 2,67 \cdot M_b / (z \cdot D_b) + T/z$  – сила на одну шпильку, действующая от давления с учетом внешних нагрузок на разъем;

$\chi = 0,2$  – коэффициент основной нагрузки.

Напряжение кручения в шпильке:

$$\tau = \frac{Q_0 \cdot 0,07 \cdot d_0}{0,2 \cdot d_1^3}$$

где  $d_0$  и  $d_1$  – внешний и внутренний диаметры резьбы,

0,07 – коэффициент, характеризующий трение.

Эквивалентное напряжение в шпильке:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Коэффициенты запаса прочности:

$k_{0,2} = \sigma_{0,2}/\sigma_3$  – по пределу текучести, должен быть не менее 1,1;

$k_B = \sigma_B/\sigma_3$  – по пределу прочности, должен быть не менее 1,4.

При создании турбонасосных агрегатов ЖРД используют шпильки и винты с метрической резьбой с шагом 1,5 и номинальным диаметром от 8 до 14 мм.

Данный расчёт может быть выполнен в ПО ANSYS согласно учебному пособию "Моделирование колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя под действием газовых, центробежных и силовых нагрузок с использованием CAD/CAE пакетов" [37] глава 6 "Расчёт деформированного состояния фланцевого соединения с учётом предварительной затяжки болта" на стр. 102-123.

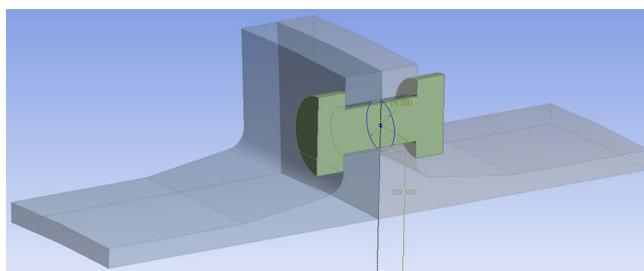


Рис. 13.1. Геометрическая модель фланцевого соединения

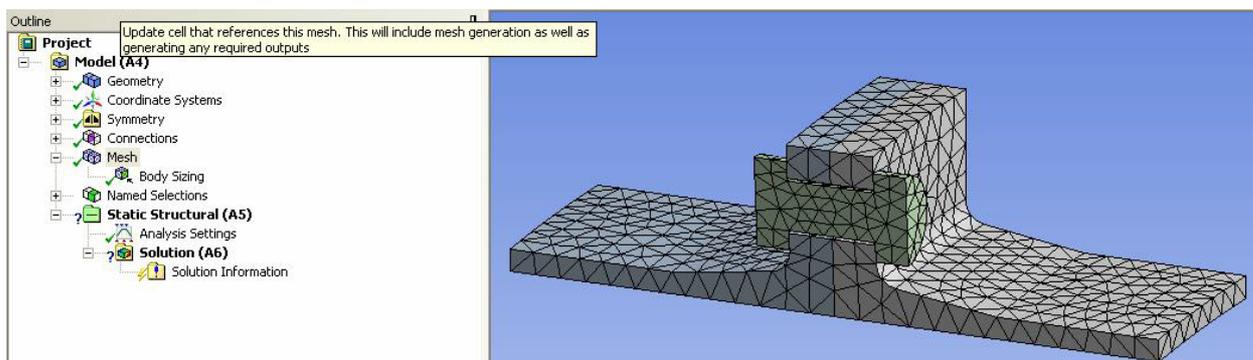


Рис. 13.2. Сеточная модель фланцевого соединения

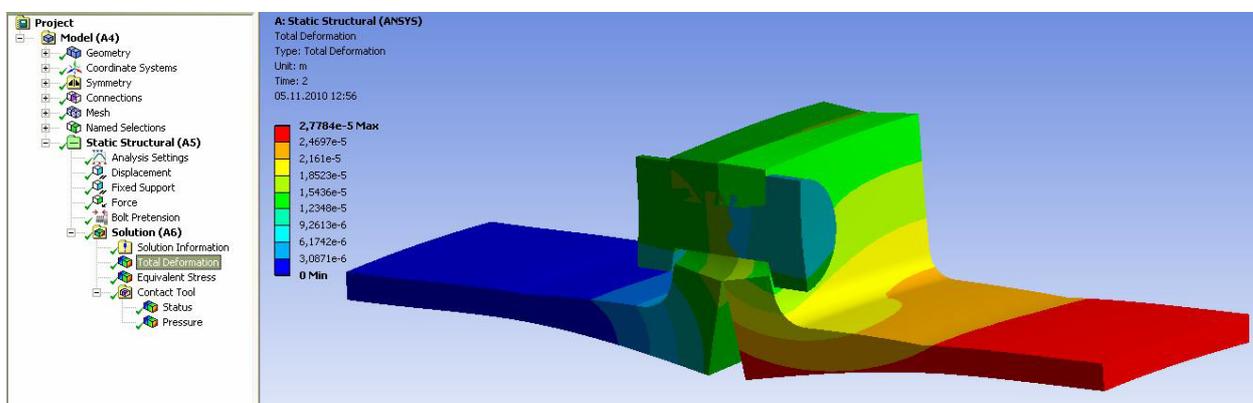


Рис. 13.3. Распределение деформаций по модели фланцевого соединения

На рис. 13.1 приведена геометрическая модель фланцевого соединения, на рис. 13.2 - сеточная модель фланцевого соединения, а на рис. 13.3 - картина распределения деформаций по модели. Расчёт заканчивается получением картины распределения эквивалентных напряжений по фланцам.

#### 14. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕРИДИОНАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ ТНА

На основании выполненных расчетов и конструктивных проработок выполняем предварительное меридиональное сечение турбонасосного агрегата. Примеры меридиональных сечений ТНА приведены на рис.14.1 – 14.11 [2, 3, 14].

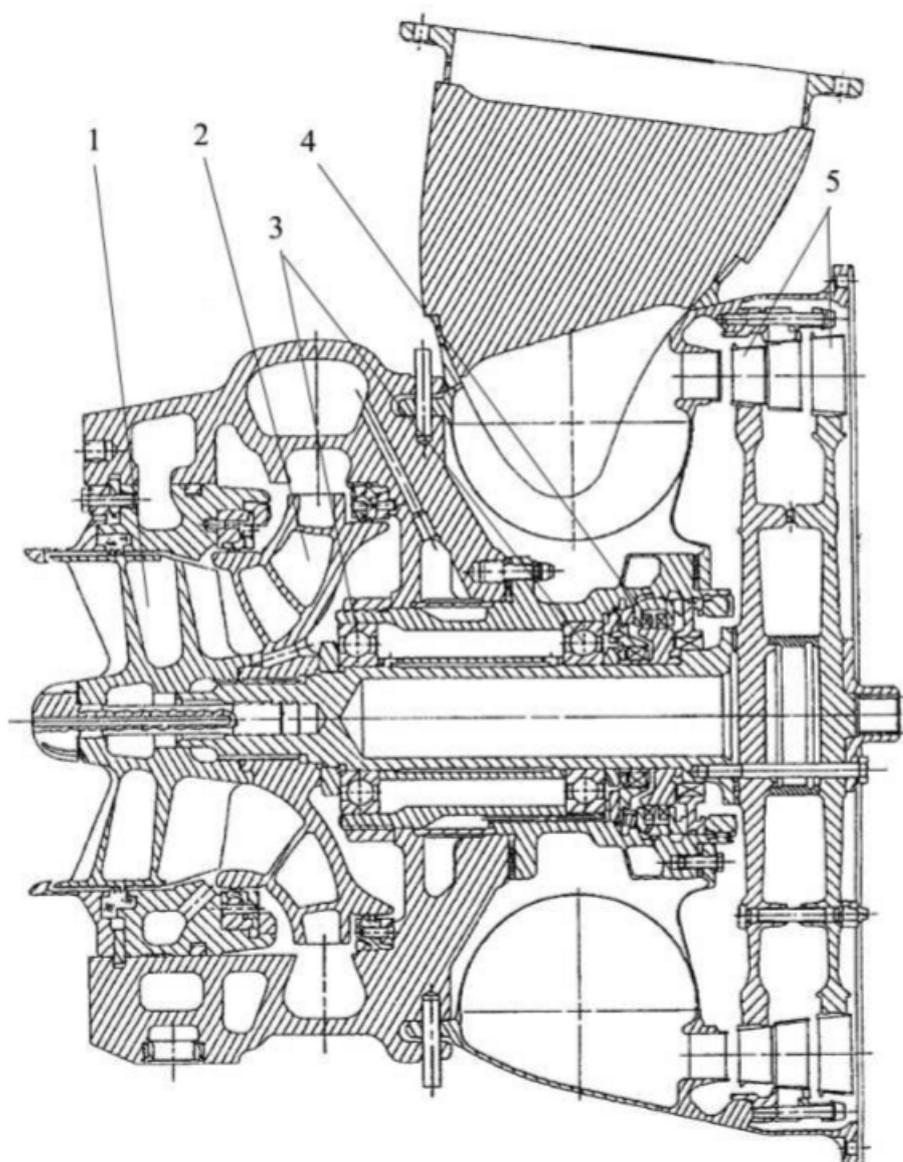


Рис. 14.1. Продольный разрез ТНА кислорода ЖРД J-2S: 1 – шнек; 2 – крыльчатка; 3 – подшипник; 4 – разделительное уплотнение; 5 – рабочее колесо турбины

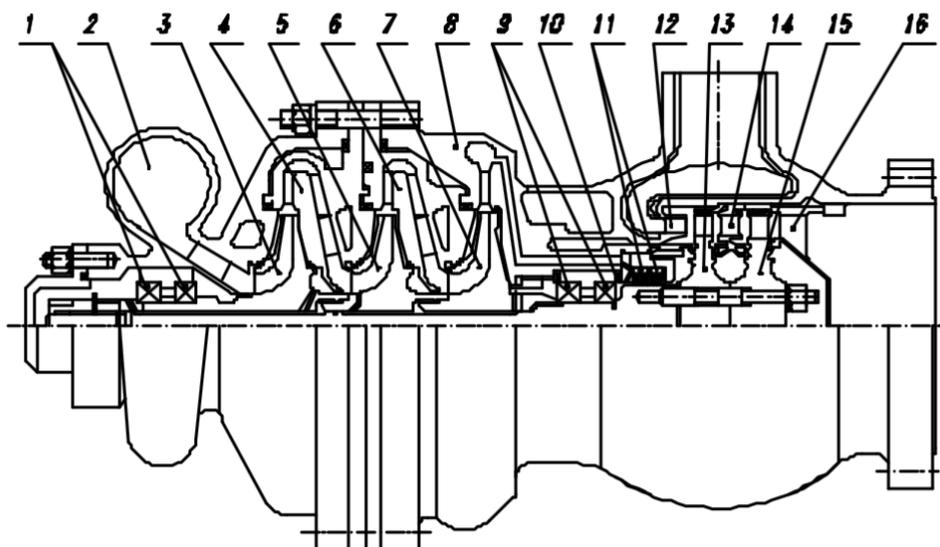


Рис. 14.2. Продольный разрез ТНА водорода двигателя ASE: 1, 9 – подшипник; 2 – корпус подвода; 3, 5, 7 – крыльчатка; 4, 6 – обратный направляющий аппарат; 8 – корпус насоса, совмещенный с корпусом турбины; 10 – тарельчатая пружина; 11 – плавающие кольца; 12, 14 – сопловой аппарат; 13, 15 – рабочее колесо турбины; 16 – спрямляющая решетка

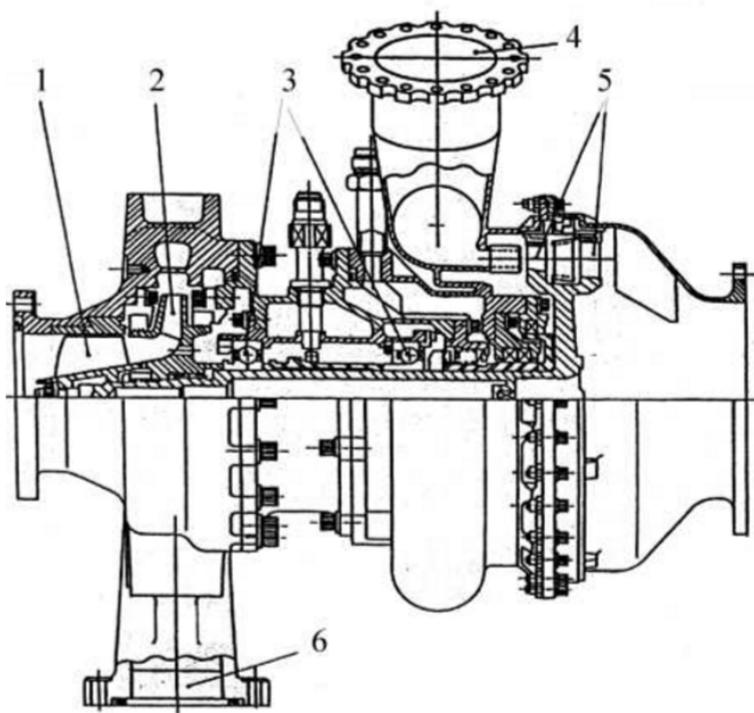


Рис. 14.3. Продольный разрез ТНА кислорода двигателя LE-5: 1 – шнек; 2 – крыльчатка; 3 – подшипник; 4 – подвод турбины; 5 – рабочее колесо турбины; 6 – отвод насоса

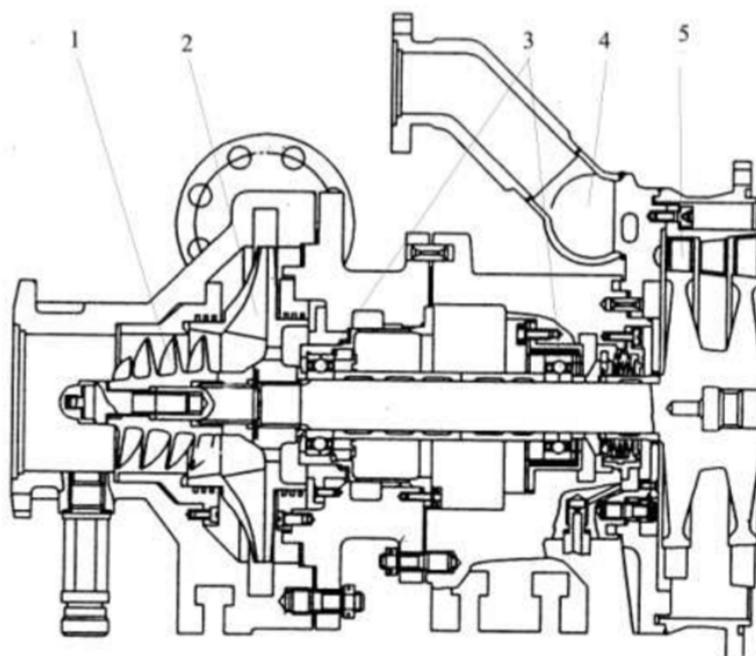


Рис. 14.4. Продольный разрез ТНА водорода двигателя YF-75:  
 1 – шнек; 2 – крыльчатка; 3 – подшипник; 4 – коллектор подвода рабочего тела к турбине; 5 – рабочее колесо турбины

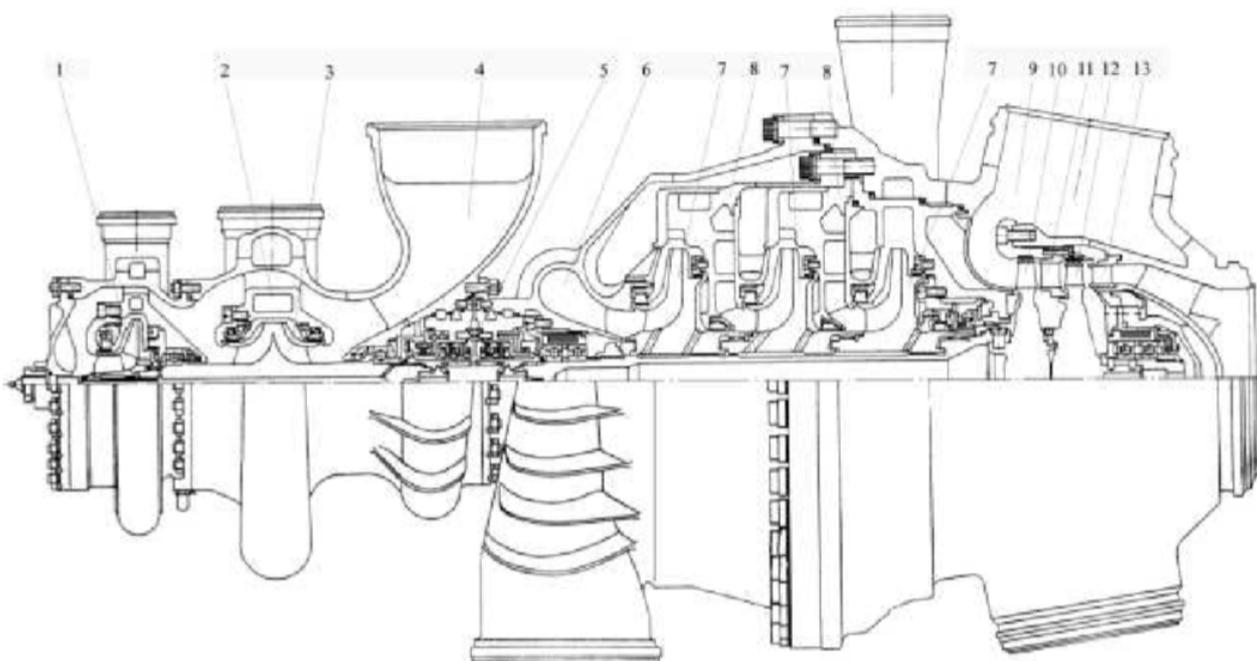


Рис. 14.5. Продольный разрез ТНА ЖРД РД 0120:  
 1 – крыльчатка генераторной ступени; 2 – отвод камерной ступени; 3 – крыльчатка камерной ступени; 4 – подвод кислородного насоса; 5 – разделительное уплотнение; 6 – подвод водородного насоса; 7 – крыльчатка; 8 – обратный направляющий аппарат; 9 – коллектор подвода газа к турбине; 10 – рабочее колесо второй ступени турбины; 11 – сопловой аппарат второй ступени турбины; 12 – рабочее колесо турбины первой ступени; 13 – сопловой аппарат первой ступени турбины

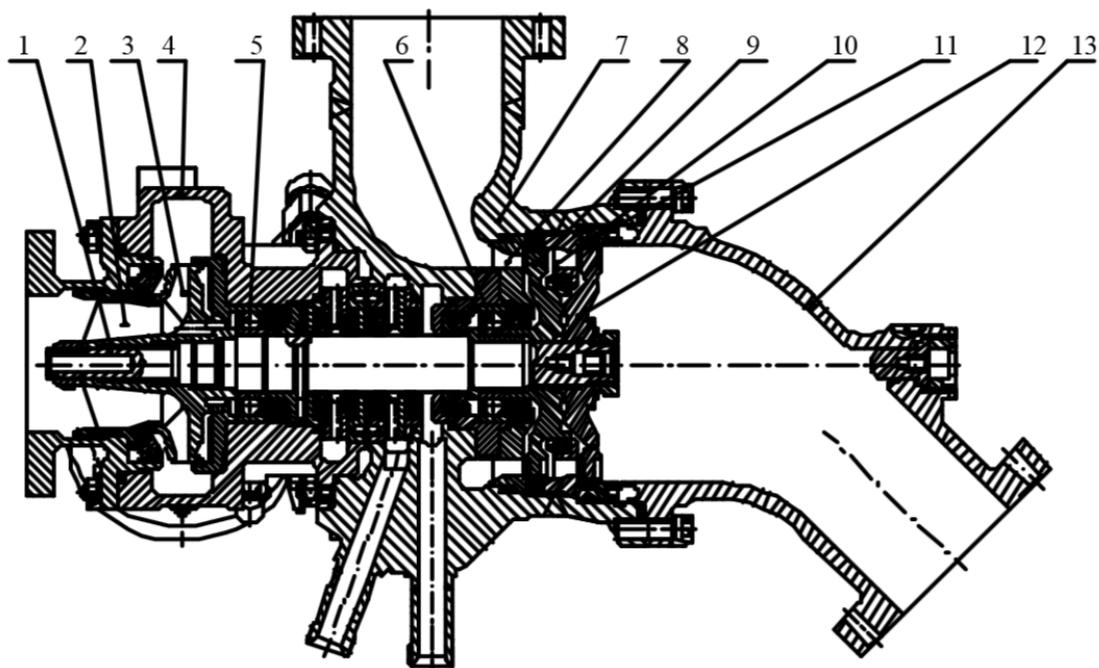


Рис. 14.6. Продольный разрез ТНА кислорода двигателя RL50:

1 – вал; 2 – шнек; 3 – крыльчатка; 4 – корпус насоса; 5, 6 – подшипник; 7 – корпус турбины; 8, 10 – сопловой аппарат; 9, 12 – рабочее колесо турбины; 11 – плавающее кольцо; 13 – отвод из турбины.

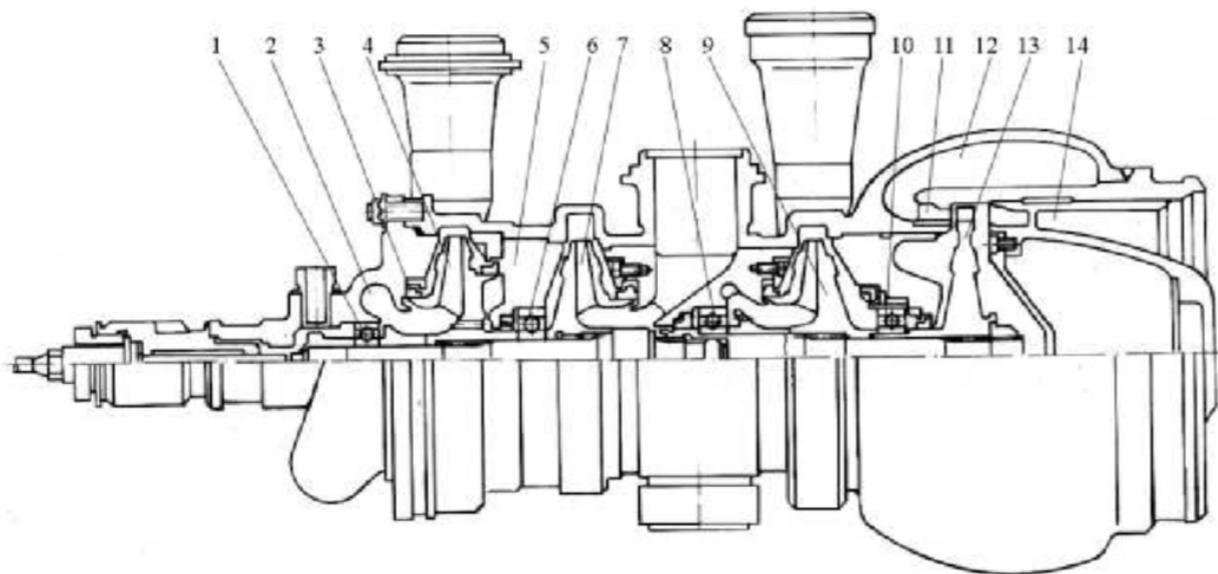


Рис. 14.7. Продольный разрез водородного ТНА ядерного двигателя РД -0410.

1, 6, 8, 10 – подшипник; 2 – подвод в насос; 3 – уплотнение с полуподвижным кольцом; 4, 7, 9 – крыльчатка; 5 – промежуточный корпус; 11 – сопловой аппарат; 12 – коллектор подвода газа; 13 – рабочее колесо турбины; 14 – отвод газа после турбины

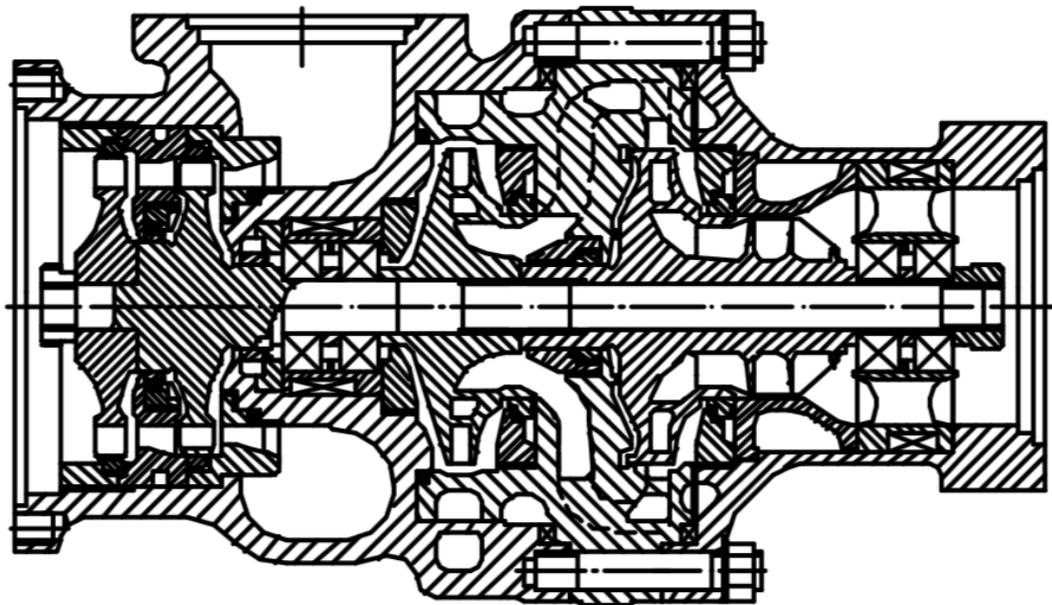


Рис. 14.8. Конструктивная схема ТНА водорода двигателя РД0146

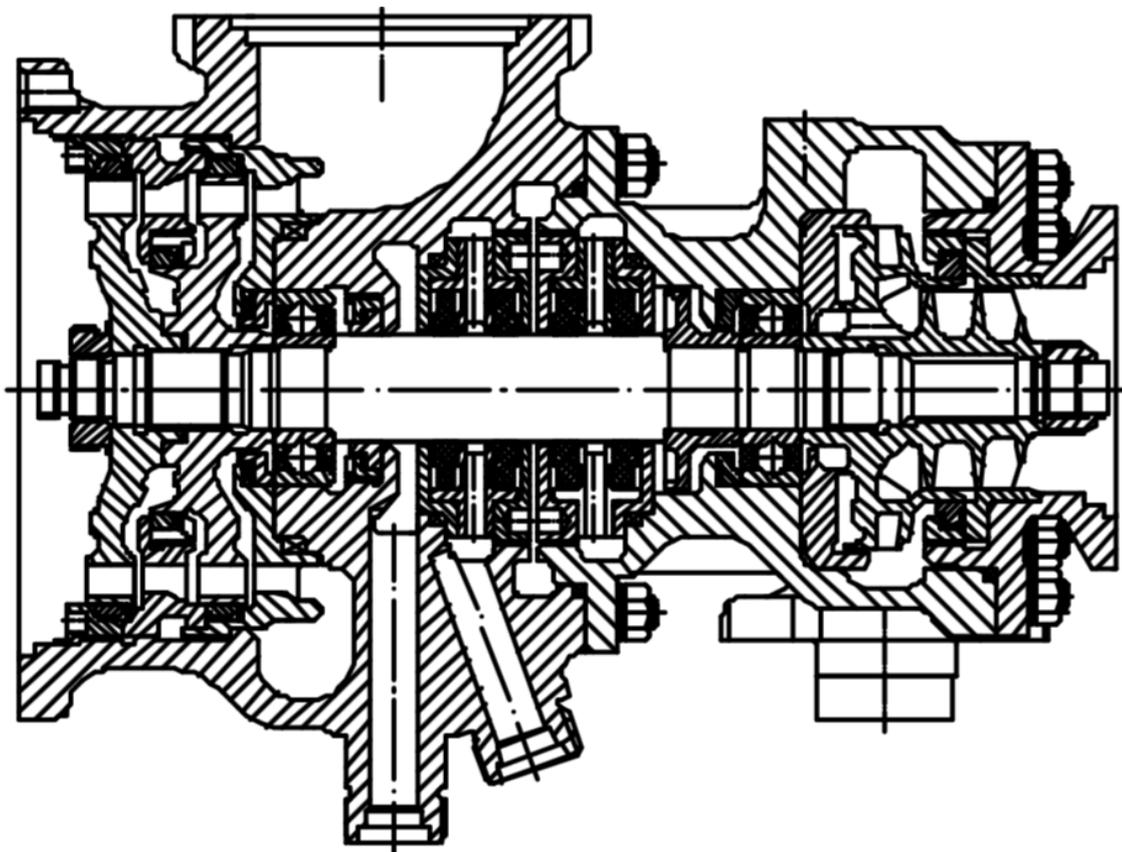


Рис. 14.9. Конструктивная схема ТНА кислорода двигателя РД0146

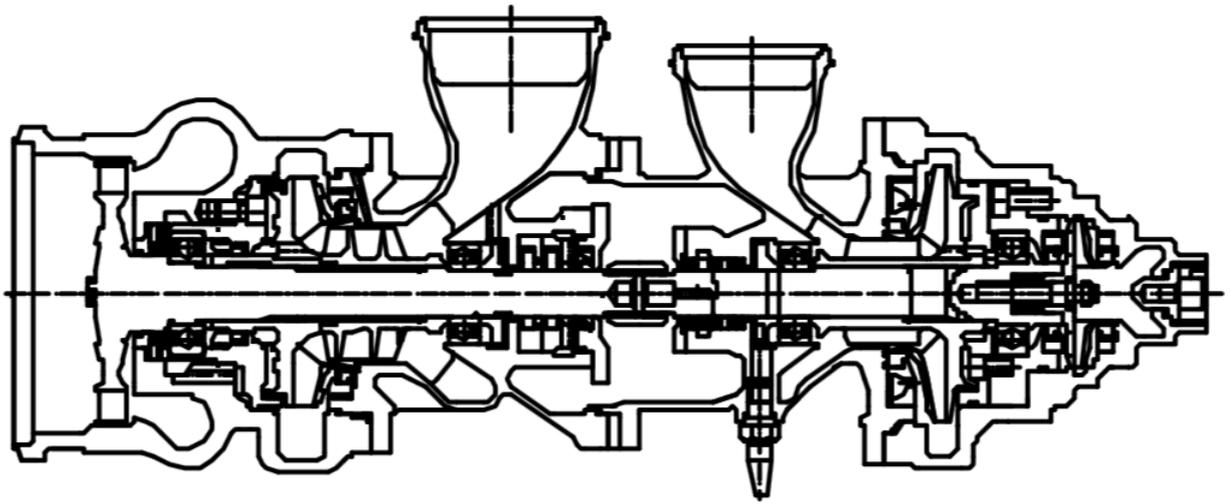


Рис. 14.10. Конструктивная схема ТНА двигателя РД0124

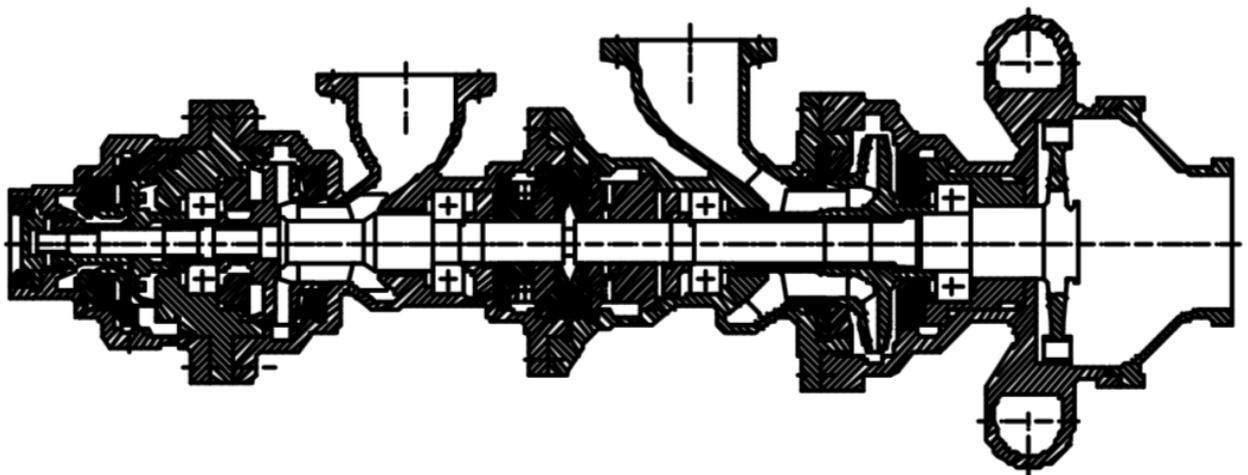


Рис. 14.11. Конструктивная схема ТНА двигателя 11Д58МФ

Меридиональное сечение уточняется после выполнения расчетов критических частот вращения и радиальных нагрузок на опоры ротора. После чего выполняется расчет массы агрегата.

## 15. СБОРКА ОБЪЁМНОЙ МОДЕЛИ ТНА

Помимо отдельных деталей, САД-пакеты позволяют создавать сборки. Сборка состоит из расположенных в определенном порядке деталей, оснащенных необходимыми связями. Благодаря этому, при перемещении одной детали изменяется положение остальных.

После создания САД-моделей отдельных деталей они объединяются в сборку двигателя за счёт использования различных сопряжений деталей в сборке .

Условия сопряжения – традиционный способ создания сборочных зависимостей. Особенность условий сопряжения заключается в том, что они являются направленными, то есть условие сопряжения зависит в общем случае от порядка выбора геометрии компонентов. Поэтому во избежание ошибок требуется четко соблюдать последовательность сборки, разделять базу и сопрягаемый компонент. Выбираемый первым объект («От») считается принадлежащим сопрягаемому компоненту, выбираемый вторым объект («В») считается принадлежащим базе. Условия сопряжения накладываются на элементы (геометрию) компонентов, при этом стыкуемый компонент обязательно должен быть компонентом сборки, а база – не обязательно (в качестве базы может быть использована, например, координатная плоскость, определенная в файле сборки).

Условия сопряжения необходимо задавать так, чтобы не возникало циклических ссылок. Например, пусть компонент А является базой, компонент В сопрягается с А и компонент С сопряжен с компонентом В. Если вы попытаетесь задать условие сопряжения между компонентами А и С, то NX выдаст сообщение о недопустимости циклических ссылок – «Вы попытались задать цепочку циклических зависимостей». Однако вы можете задать условие сопряжения между компонентами С и А.

 - выравнивание по касанию. Совмещает два плоских объекта так, чтобы их нормали были сонаправлены. Выбор объектов аналогичен выбору для совмещения. Имеет четыре режима.

«Предпочтение касания» – задает ограничение касания в случае, когда возможно применение выравнивания и касания.

«Касание» – ориентирует объекты так, чтобы нормали их поверхностей были противоположно направленными.

«Выравнивание» ориентирует объекты так, чтобы нормали их поверхностей были сонаправленными.

«Вывод центра/оси» – задает соосность двух цилиндрических или конических граней.

 - концентричность. Соединяет дуговые или эллиптические ребра компонентов так, чтобы их центры совпали и они лежали в одной плоскости (при включении опции «Принять допустимые кривые» в качестве дуг могут быть выбраны объекты, которые в пределах линейного допуска близки к дугам).

 - расстояние. Устанавливает минимальное расстояние между объектами. Выбор объектов аналогичен выбору для сопряжения. После выбора объектов становится активным дополнительное поле ввода «Выражение расстояния». Положительное значение расстояния определяет расстояние совмещения, отрицательное – расстояние выравнивания. Эта связь фиксирует одну линейную и две вращательных степени свободы.

 - фиксация. Фиксирует компонент в текущей позиции. Убирает все степени свободы компонента. Эту связь удобно использовать для позиционирования базового компонента, а также для временной фиксации.

 - параллельно. Делает направляющие векторы двух объектов параллельными. Выбор объектов аналогичен выбору для сопряжения. Эта связь фиксирует одну линейную и две вращательные степени свободы.

 - перпендикулярно. Делает направляющие векторы двух объектов перпендикулярными. Выбор объектов аналогичен выбору для сопряжения. Эта связь фиксирует одну линейную и две вращательные степени свободы.

 - совмещение. Совмещает два плоских объекта так, чтобы их нормали были противоположно направлены. Требуется выбрать два объекта: «От» – объект на совмещаемом компоненте, «В» – объект на базовом компоненте. Сопряжение можно использовать и для задания соосности, однако в этом случае радиусы осей должны быть равны. Эта связь фиксирует одну линейную и две вращательных степени свободы.

 - соединение. Жестко соединяет вместе два компонента, как бы образуя из них единое тело.

 - центр. Часто используемая связь совмещает в себе связи сопряжение и расстояние. Имеет четыре режима:

«1 в 1» – делает соосными два осесимметричных объекта (цилиндрические, конические поверхности);

«1 в 2» – размещает объект между парой базовых объектов так, чтобы расстояние между объектом и каждой из баз было равным;

«2 в 1» – размещает два объекта относительно базового объекта так, чтобы он служил объектом симметрии;

«2 в 2» – размещает пару объектов относительно пары базовых объектов

 - угол. Задаёт угол между двумя объектами. Доступен режим «Опции угла» (три варианта). Режим «Плоский» требует определения объектов «От»,

«В» и «Вторая к». Объект «Вторая к» выполняет роль оси, которой должны быть перпендикулярны объекты «От» и «В», то есть фактически определяет вершину угла. Режим «3D» позволяет задать угол в пространстве, ось отсчета угла в этом случае система NX выбирает сама. Для режимов «Плоский» и «3D» объекты «От» и «В» должны быть одного типа. Режим «Ориентация» позволяет задавать угол между объектами различного типа. Для использования этого режима требуется, чтобы между компонентами существовало условие «Сопряжение», которое определяет ориентацию компонентов. Эта связь фиксирует одну линейную и две вращательные степени свободы.

Перед тем как применить ограничения, положение детали в сборке можно перемещать инструментом "Перемещение в сборке" , например для общей оценки компоновки. Также перед добавлением сопряжений  в сборку может возникнуть необходимость их определённого размещения для правильного толкования NX граничных условий сопряжения  (например, развернуть болт шляпкой наружу, а не внутрь). После добавления сопряжений  инструмент перемещения в сборке  позволяет смещать детали только относительно незапрещённых сопряжениями  направлений. Добавлять детали в сборку можно с помощью инструмента .

Для создания модели использовался модульный метод или иерархичную сборку, когда сначала создаются под сборки отдельных узлов, которые затем соединяются в другие под сборки более высокого уровня, и так далее, вплоть до сборки готовой модели. Данная имеет ряд преимуществ:

а) Каждый отдельный модуль может проектировать отдельный конструктор, что существенно ускоряет работу.

б) Небольшие сборки можно выполнять на компьютерах с незначительным объемом оперативной и графической памяти, а итоговую – на более мощной ЭВМ.

в) В случае необходимости в отдельные модули легко внести изменения без нарушений структуры всей модели.

г) Структура модели строго упорядочивается, что обуславливает быстрый поиск, легкий и полный доступ к каждой отдельной детали.

Рассмотрим построение сборки на примере ТНА двигателя НК-33. Объёмная модель ТНА показана на рис. 15.1, 15.3 (модель с четверть-вырезом) и 15.4 (разнесённая сборка). Иерархическая структура модели ТНА показана на рисунке 15.2.

В иерархии всего 124 уникальных объекта, из которых 11 сборок (включая общую) и 113 деталей. Рассмотрим подробнее под сборки модели.

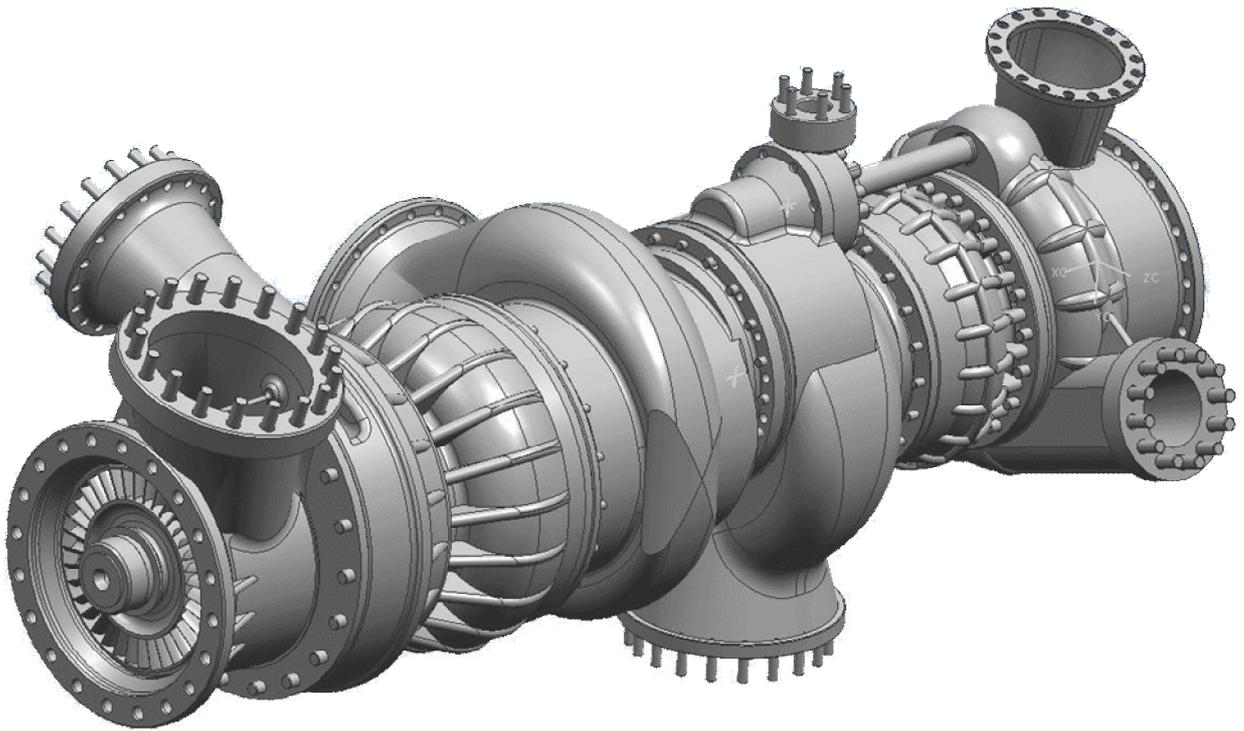


Рис. 15.1. Объёмная модель ТНА двигателя НК-33

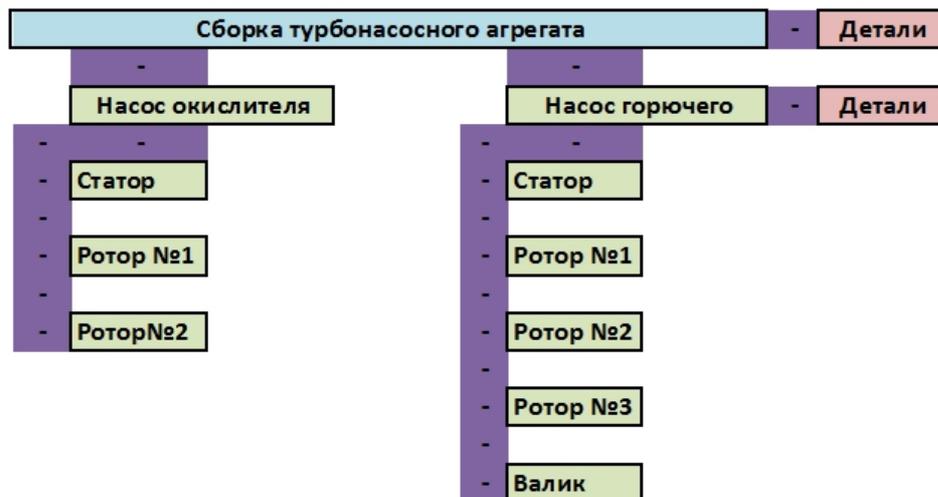


Рис. 15.2. Иерархическая структура модели ТНА двигателя НК-33

Сборка насоса окислителя (см. рис. 15.5а) состоит из трёх подборок (статор, ротор №1, ротор №2) и не содержит в себе деталей. Рассмотрим на её примере сопряжения в модели. Дерево навигатора сопряжений показано на рис. 15.5б. Одна из моделей, в данном случае это статор (TNA\_SBORKA\_STATOR\_NO), зафиксирована , т.е. в рамках данной сборки является неподвижной основой, к которой крепятся другие элементы.

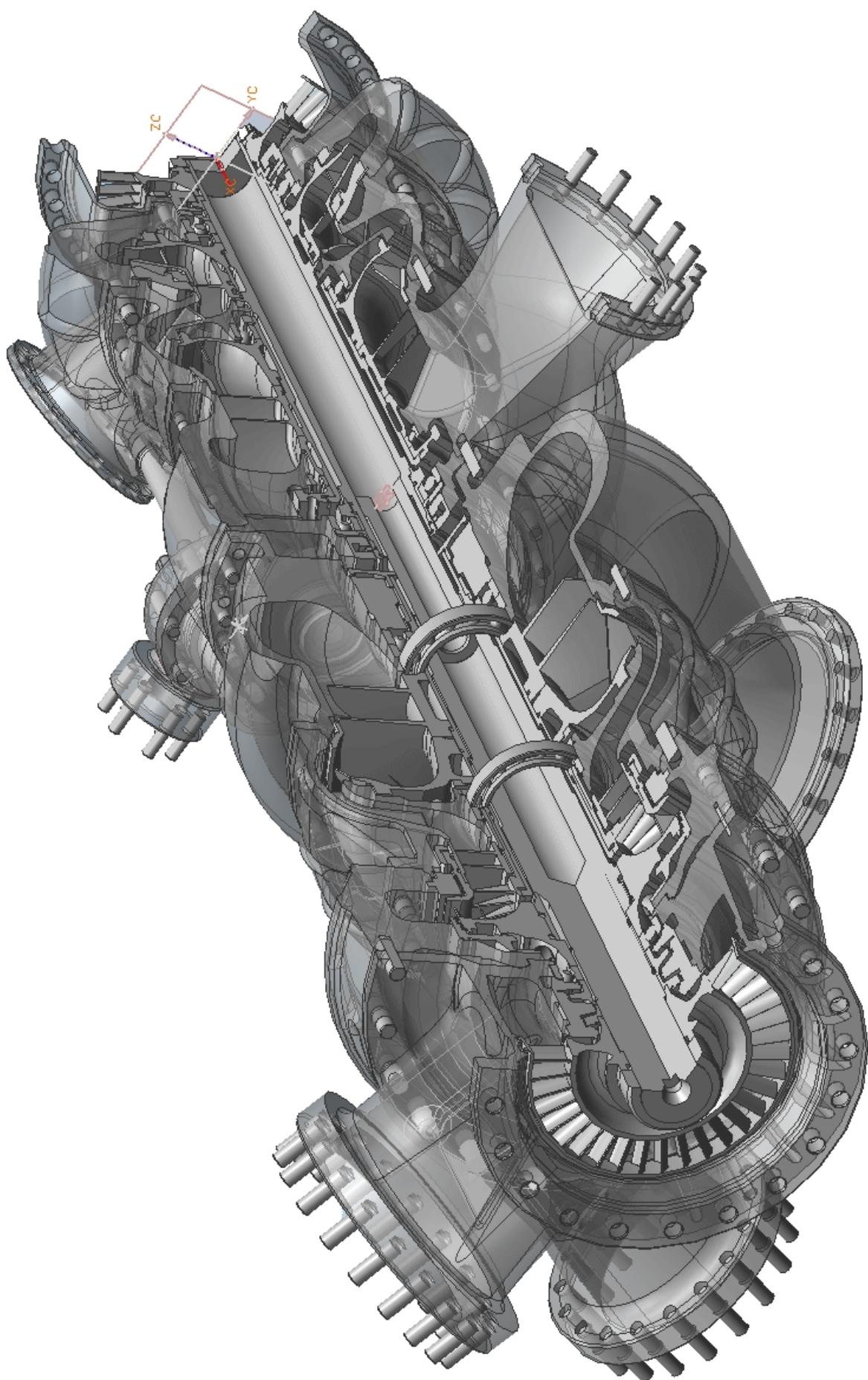


Рис. 15.3. Объёмная модель ТНА двигателя НК-33 - четверть вырез

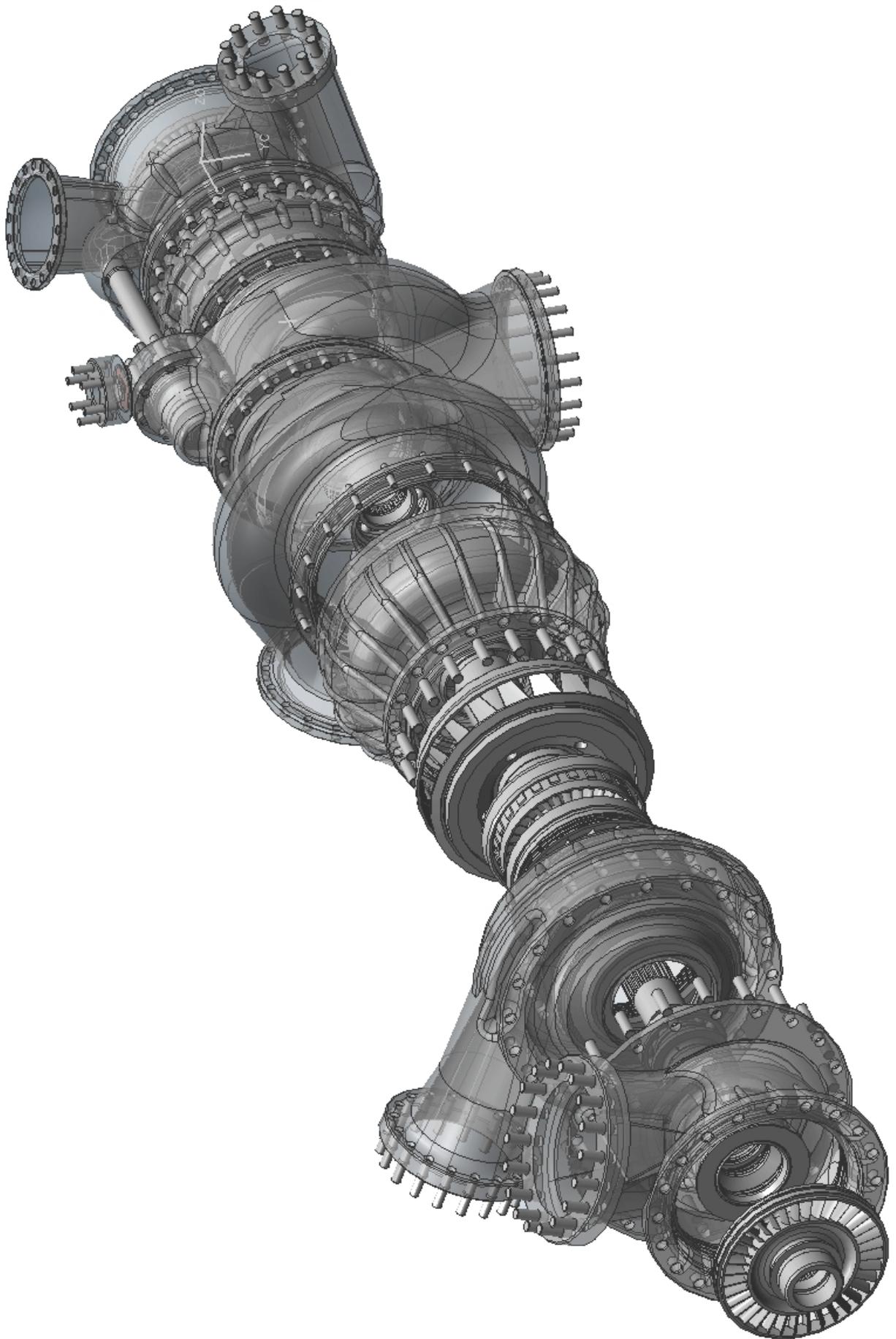
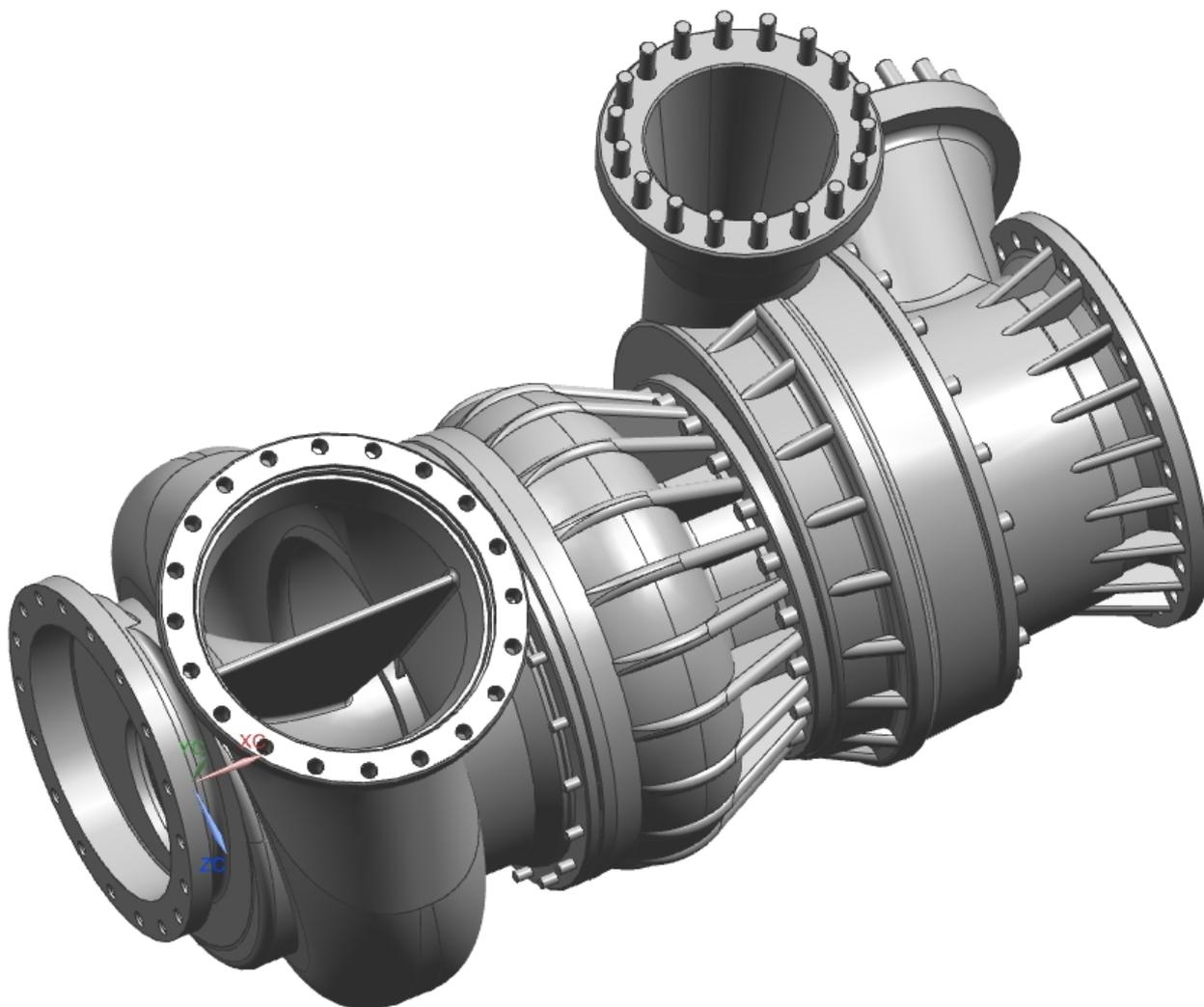
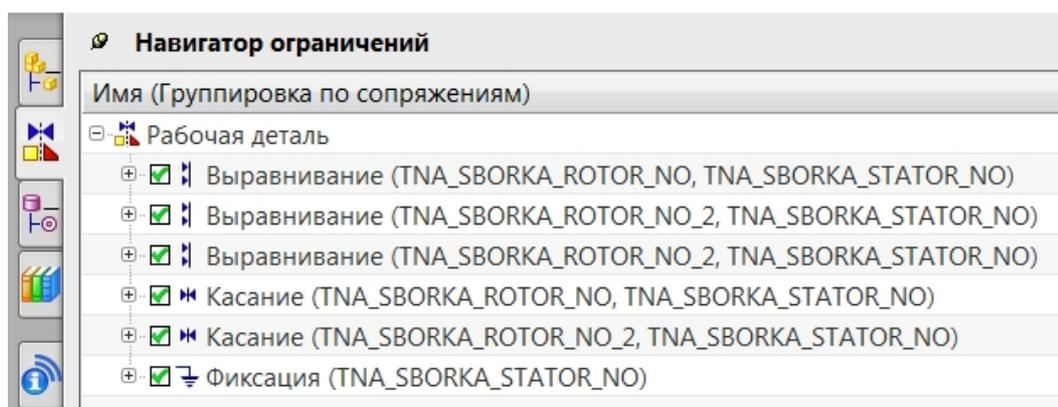


Рис. 15.4. Объёмная модель ТНА двигателя НК-33 - разнесённая сборка

Для соединения ротора №1 (TNA\_SBORKA\_ROTATOR\_NO) с зафиксированным статором используется сопряжение выравнивания , являющееся частным случаем сопряжения  - выравнивание по касанию.



а)



б)

Рис. 15.5. Объёмная модель насоса окислителя:  
а) внешний вид; б) навигатор ограничений

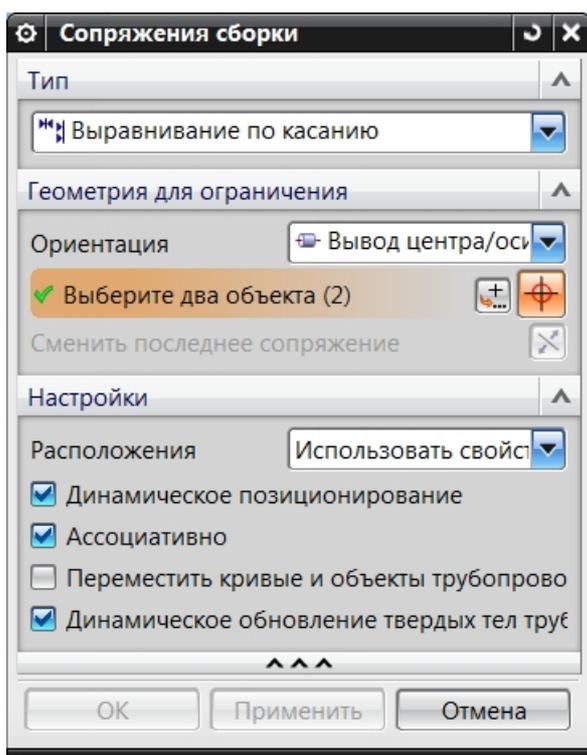


Рис. 15.6. Окно задания сопряжений

Окно задания сопряжения показано на рис. 15.6. В данном случае выравнивание идёт относительно оси ротора. После приложения ограничения ротор №1 может вращаться внутри статора вокруг и вдоль оси, но не может перемещаться радиально и поворачиваться в других плоскостях.

Для определения положения ротора в статоре вдоль оси используется ограничение касания, обеспечивающее совпадение двух боковых граней: одна на роторе, другая на статоре. После приложения данного ограничения ротор может лишь вращаться относительно оси, находясь на своём месте в корпусе.

Для ясности, рассмотрим процесс приложения ограничений на конкретном примере.

На рис. 15.7а показана группа валика насоса горючего ТНА в разобранном состоянии. Более интенсивным цветом выделена зафиксированная деталь.

Закрепим подшипник на правом конце валика. Для этого выберем пиктограмму сопряжения сборки (по умолчанию в нижнем левом углу рабочего окна) и укажем вначале ось на валу, затем на подшипнике, как показано на рис. 15.7б. При этом следует проконтролировать, что тип сопряжений установлен как - выравнивание по касанию. При нажатии кнопки ОК подшипник установится относительно вала как показано на рис. 15.7в. В древе навигатора ограничений появится сопряжение выравнивание и названия сопрягаемых деталей. Если отображение сопряжений в модели разрешено, то соответствующая пиктограмма появится и на изображении объёмной модели (см. рис. 15.7в). После приложения ограничения подшипник может вращаться относительно вала вокруг и вдоль оси, но не может перемещаться радиально и поворачиваться в других плоскостях.

Воспользуемся той же операцией для фиксации подшипника на валу вдоль оси. При этом следует выбирать сопрягаемые боковые грани на валу и подшипнике (см. рис. 15.7г). При этом в древе появится операция касание и модель будет выглядеть, как показано на рис. 15.7д.

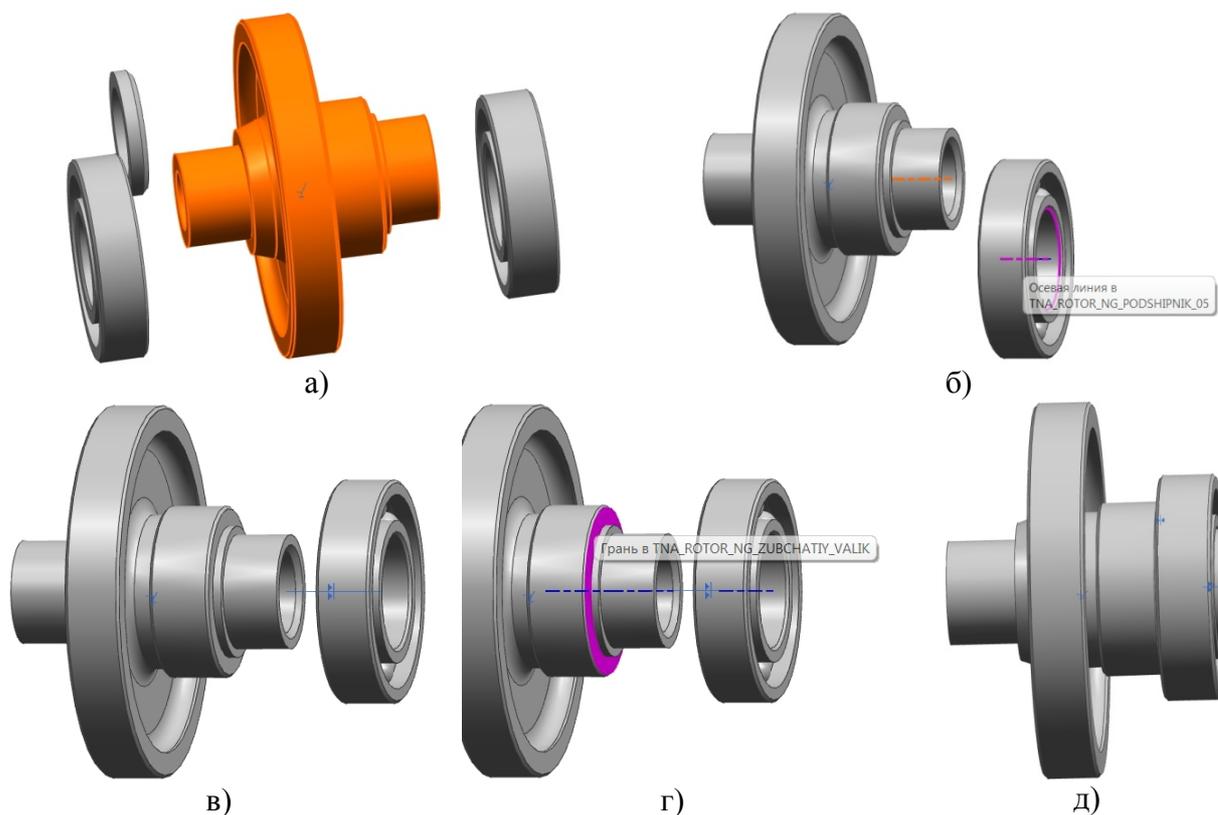


Рис. 15.7. Пример задания сопряжения подшипника с валом

Сопряжения фиксации  $\equiv$  (для базовой детали) и  $\parallel$  - выравнивание по касанию являются наиболее часто используемыми при сборке объемной модели ТНА. В дальнейшем для остальных подборок модели они подробно рассматриваться не будут, т.е. если тип сопряжений не указан, значит использовано одно из этих двух сопряжений.

На рис. 15.8 показана сборка статора насоса окислителя. Она состоит из четырёх основных деталей: статоров трёх турбин и улитки, а также из нескольких уплотнений деталей крепежа: шпилек трёх видов и гаек. Для некоторых деталей в сборке использовано сопряжение  $\perp$  - расстояние, например, для задания величины выступания шпилек над фланцем. При этом указываются грань фланца, грань шпильки и величина расстояния между ними. Расстояние откладывается по нормали к поверхности (можно выбрать иной способ). Направление вектора расстояния можно изменять (в одну или другую сторону от грани, т.е. в глубину или в высоту).

На рис. 15.9 приведена сборка объёмной модели ротора №1 насоса окислителя. Состоит из 12 деталей. Подшипники в данной сборке выполнены одной деталью (без возможности вращения наружного кольца относительно внутреннего), однако возможно и использовать готовые сборки стандартных подшипников.

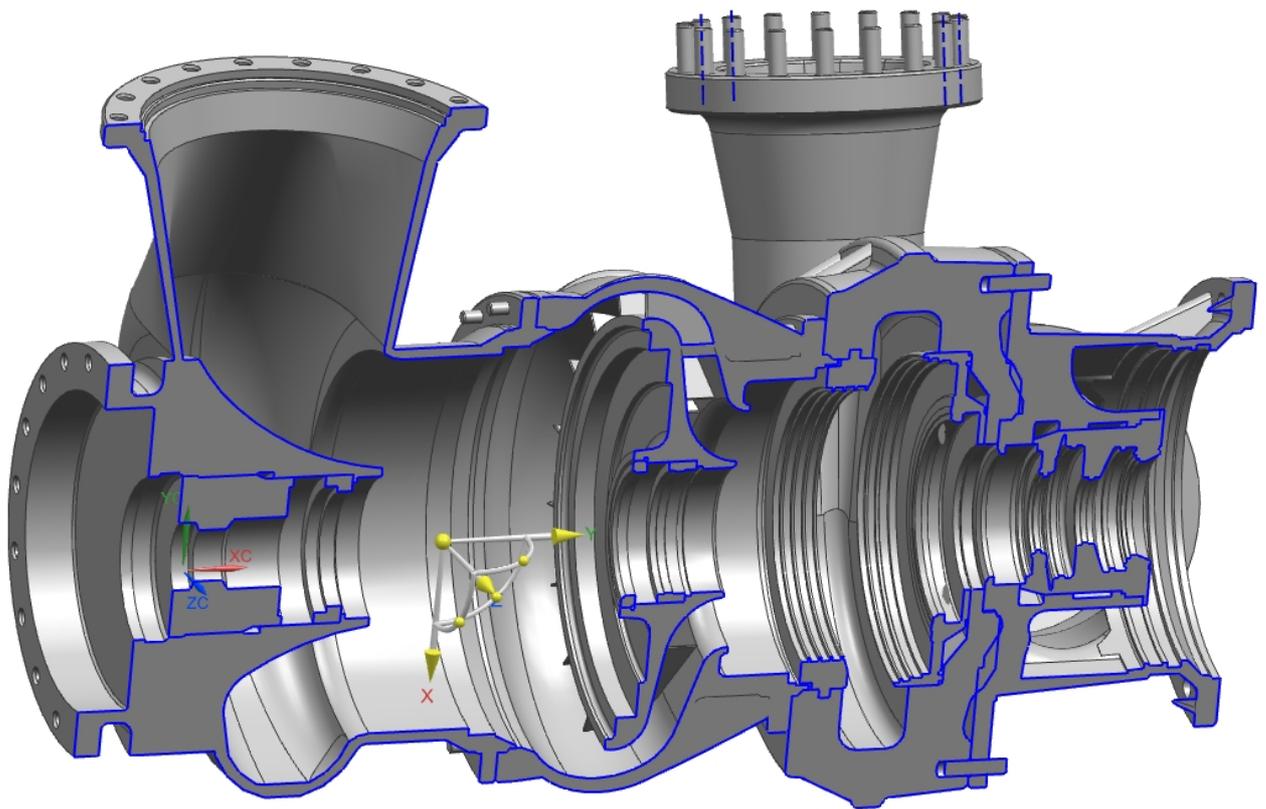


Рис. 15.8. Объёмная модель статора насоса окислителя

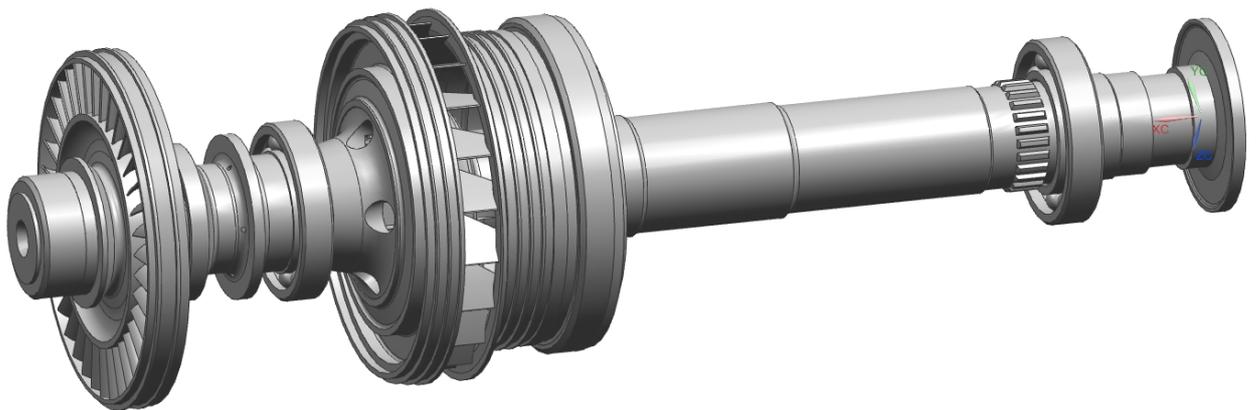


Рис. 15.9. Объёмная модель ротора №1 насоса окислителя

На рис. 15.10 показана сборка объёмной модели ротора №2 насоса окислителя. Сборка состоит из 9 деталей.

На рис. 15.11 сборка объёмной модели насоса горючего. Сборка состоит из пяти подборок (статор, ротор №1, ротор №2, ротор №3, валик - см. рис. 15.2), из двух крупных деталей: статора турбины третьей ступени и трубки, и шпилек.

На рис. 15.12 показана сборка объёмной модели статора насоса горючего. Сборка состоит из четырёх основных деталей: статора пиротурбины, статоров турбин 1 и 2 ступеней и улитки, а также уплотнений и крепежа.

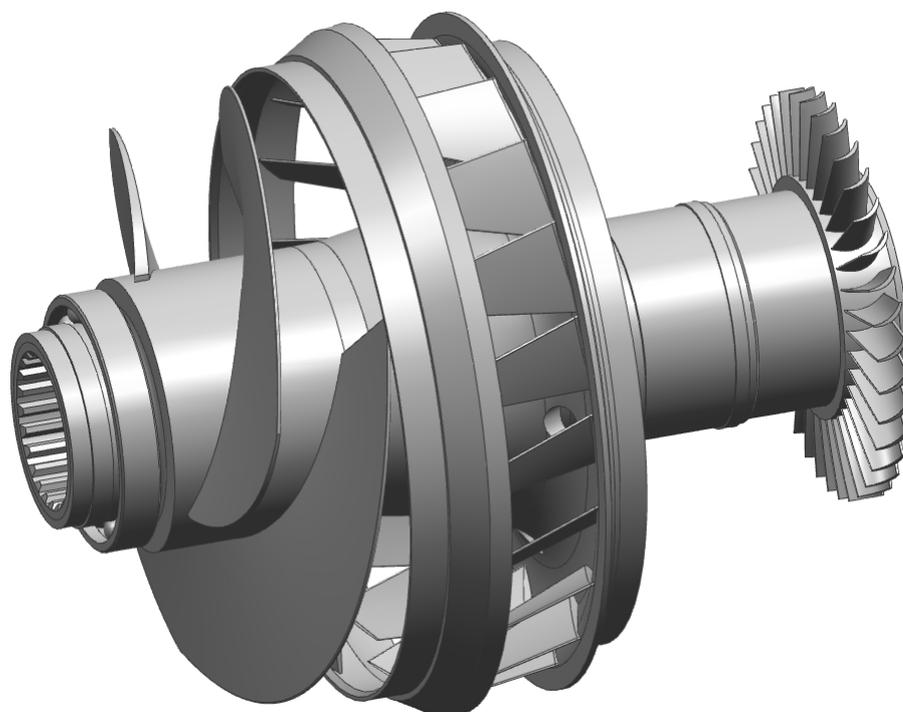


Рис. 15.10. Объёмная модель ротора №2 насоса окислителя

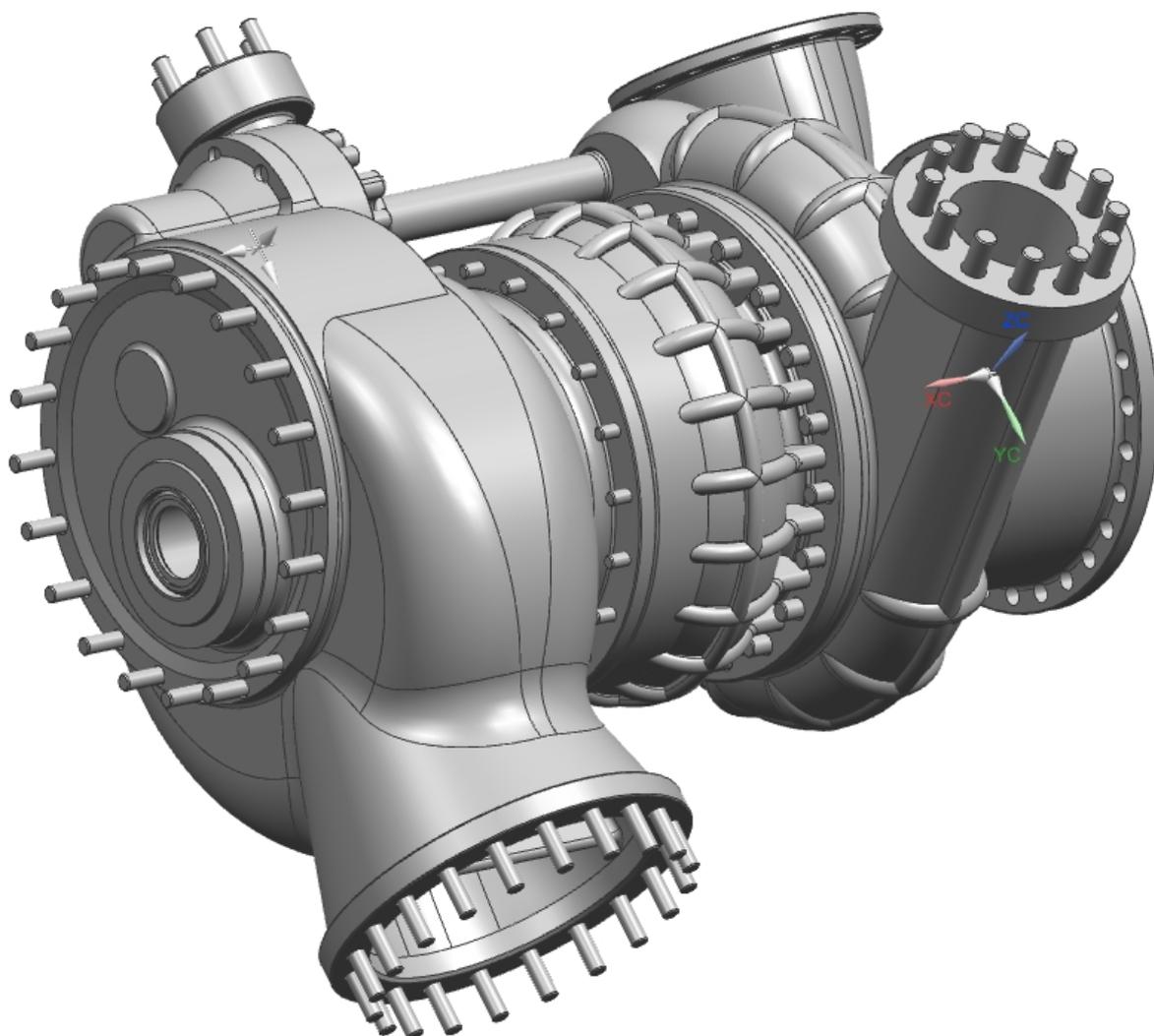


Рис. 15.11. Объёмная модель насоса горючего

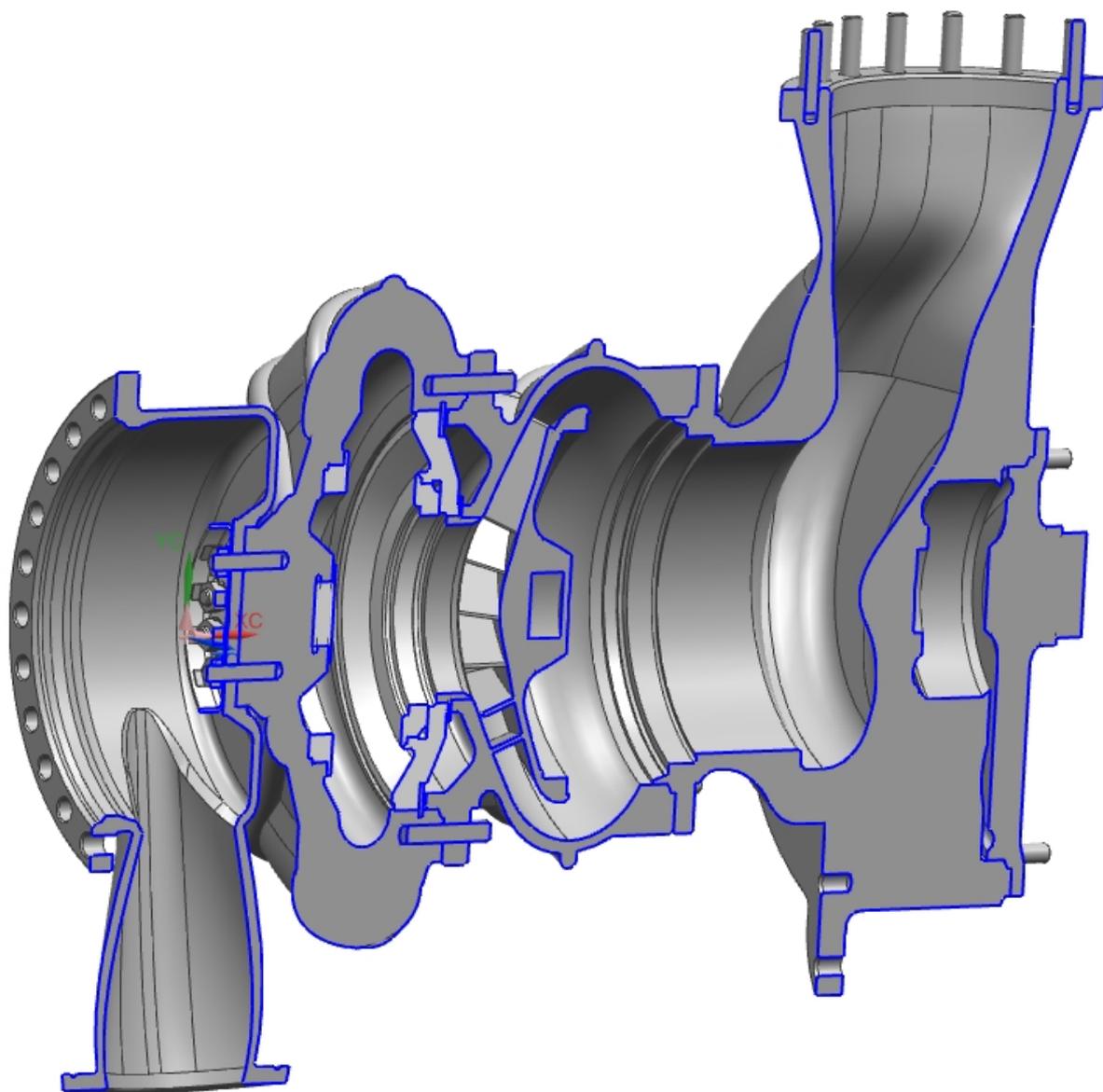


Рис. 15.12. Объёмная модель статора насоса горючего

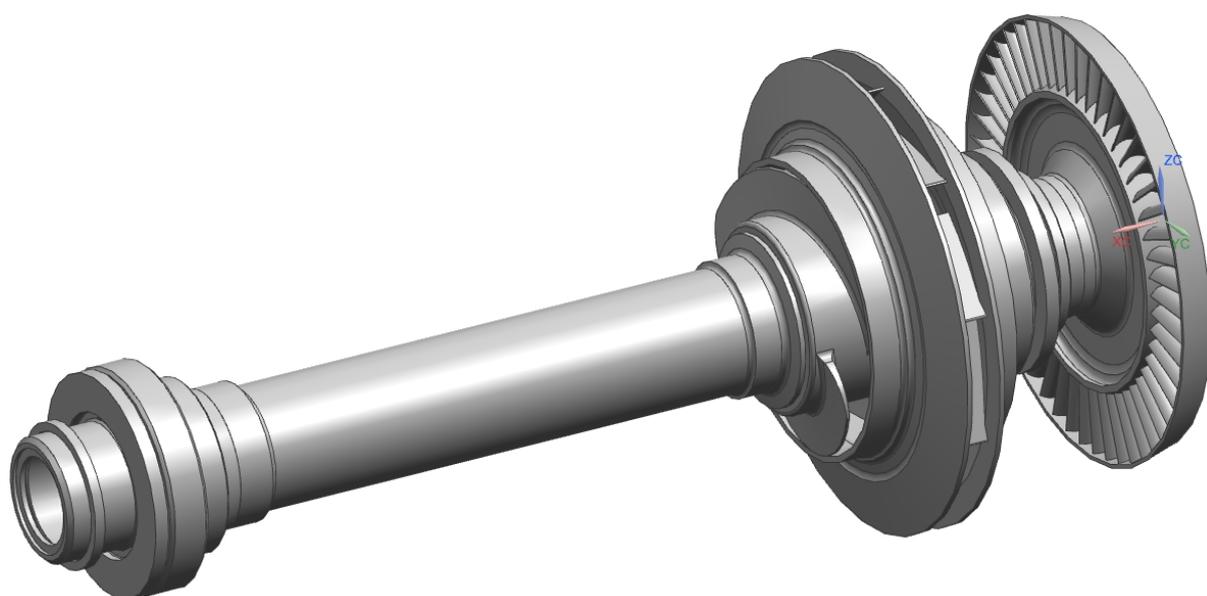


Рис. 15.13. Объёмная модель ротора №1 насоса горючего

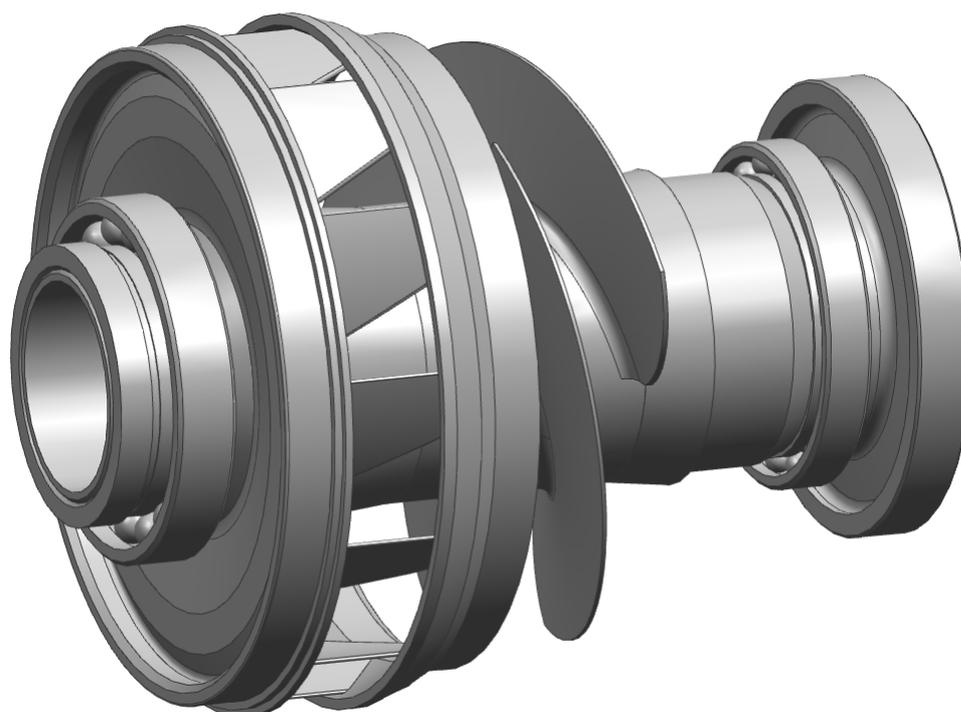


Рис. 15.14. Объёмная модель ротора №2 насоса горючего

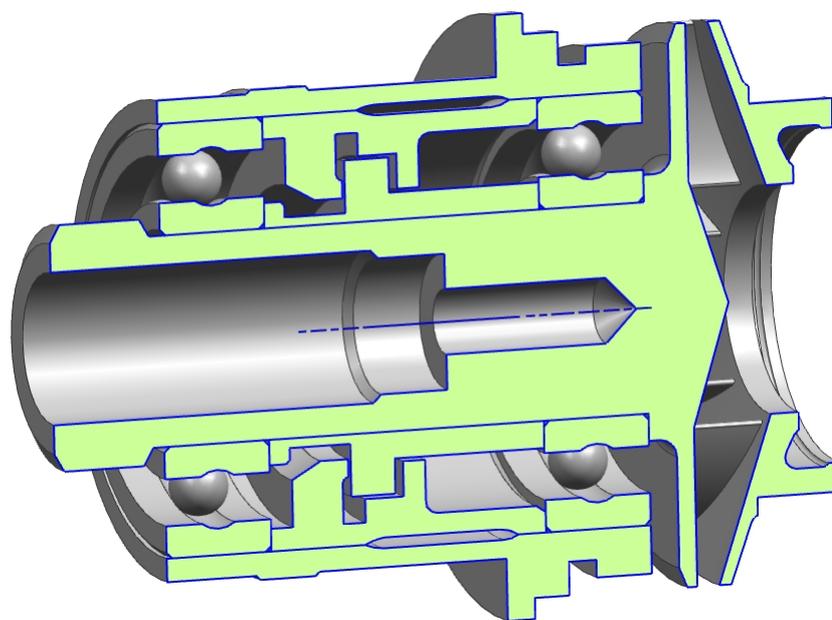


Рис. 15.15. Объёмная модель ротора №3 насоса горючего

Для некоторых деталей использованы операции совмещения = (например, для установки моделей уплотнительных колец в модель корпуса) и параллельности  $\parallel$  (для гайки и контрольной шайбы).

На рис. 15.13 показана сборка объёмной модели ротора №1 насоса горючего. Сборка состоит из 18 деталей, включая уплотнения, крепёж, подшипники и заглушку.

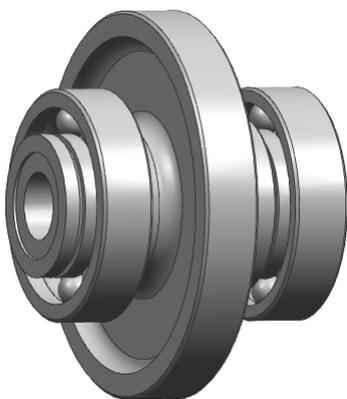


Рис. 15.16. Объёмная модель валика насоса горючего

На рис. 15.14 показана сборка объёмной модели ротора №2 насоса горючего. Сборка состоит из 9 деталей, включая уплотнения, крепёж, подшипники и зубчатое колесо.

На рис. 15.15 показана сборка в разрезе объёмной модели ротора №3 насоса горючего. Сборка состоит из 6 деталей.

На рис. 15.16 показана сборка объёмной модели валика насоса горючего. Состав сборки показан выше (см. рис. 15.7) и включает в себя 4 детали.

После сборки через команду Файл - Экспорт - Parasolid... сборку целиком (или отдельные элементы) можно сохранить в нейтральный формат для передачи в другие пакеты.

## 16. РАСЧЕТ КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА

С появлением в ЖРД высокооборотных роторов турбонасосных агрегатов отмечались случаи возникновения на отдельных режимах работы ротора недопустимых значений вибрации конструкции [13]. Сколько-нибудь длительная работа ротора на таких режимах приводит к разрушению конструкции из-за выхода из строя опор, взаимного касания элементов ротора о статор, разрушение заведомо прочного (по статической нагрузке) вала и ряда других причин. Проведенные исследования показывают, что появления сильных вибраций ротора обусловлено резонансом, то есть совпадением частоты его собственных колебаний с частотой внутренних колебаний. Соответствующие режимы работы ротора принято называть резонансными режимами.

Особую актуальность исследования и устранения резонансных режимов приобретают при проектировании роторов турбонасосных агрегатов, авиационных газотурбинных двигателей, турбогенераторов энергоустановок летательных аппаратов и других быстро вращающихся роторов двигателей и нестационарных энергоустановок.

Ротор ТНА представляет собой упругую систему, так как под действием радиальных сил его вал приобретает упругую деформацию изгиба. Если на упругую систему в некоторой точке действует сила, изменяющаяся по гармоническому закону:  $Q = X \cdot \cos(\Omega \cdot t)$  то система совершает гармонические колебания по этому же закону:  $q = b \cdot \cos(\Omega \cdot t)$

$X$  – амплитуда внешнего усилия (возмущающей силы);

$b$  – амплитуда внутренних колебаний;

$\Omega$  – круговая частота возмущающей силы;

$t$  – время.

Собственные (свободные) изгибные колебания ТНА так же следует считать гармоническими.

Функцию колебаний ротора можно представить в виде гармонического ряда, тогда поперечное смещение любой точки вала определяется наложением ее смещений по всем формам колебаний (гармоникам).

Число форм колебаний соответствует числу независимых координат, необходимых для определения в плоскости изгиба положения всех расчетных масс системы, т.е. числу ее степеней свободы. С другой стороны, число собственных колебаний системы равно числу ее форм колебаний.

Реальная конструкция ротора в связи с распределенной массой вала и других деталей имеет бесконечное число форм колебаний. В то же время его

расчетные схемы в зависимости от степени схематизации могут иметь различное конечное число степеней свободы и, следовательно, форм колебаний.

Для нахождения положения точечной массы в плоскости изгиба требуется одна координата – линейное смещение  $y$ , положение диска определяется двумя координатами –  $y$  и  $\theta$  (угол поворота сечения вала в месте расположения диска).

Условия резонанса для вращающегося ротора:  $\Omega = \lambda$ , где  $\lambda$  – круговая частота собственных колебаний ротора.

Таким образом, расчет резонансного режима сводится к определению такого значения угловой скорости ротора, при котором выполняется условие  $\Omega = \lambda$ . Заметим, что теоретическое число резонансных режимов некоторых систем равно числу собственных частот колебаний системы.

К числу возбудителей вынужденных колебаний ротора ТНА относятся:

1. газодинамические силы, действующие на рабочие лопатки турбины и передающиеся на валы;
2. переменные поперечные силы, возникающие в результате неточностей изготовления деталей ротора, зубчатых колес и т.д. и несоосности соединительных муфт;
3. неодинаковая жесткость вала в двух направлениях;
4. неодинаковая жесткость корпусов подшипников в двух направлениях;
5. поперечная сила от собственной неуравновешенности (несбалансированности ротора). Возможны и другие возбудители колебаний.

Особенно опасным является резонансный режим, вызванный силой неуравновешенности ротора, т.к. эта сила присутствует всегда. Такой резонансный режим принято называть критическим, а соответствующую ему угловую скорость ротора  $\omega_{кр}$  – критической угловой скоростью ротора.

Для конкретной конструкции ротора частота  $\Omega$  вынуждающей силы легко определяется. Так частота вынуждающей силы, вызванная неуравновешенностью ротора, имеет числа кратности  $k=1$ , т.е.  $\Omega = \omega$ . Таким образом, основной задачей при расчете критических скоростей ротора на этапе проектирования является определение собственных частот его изгибных колебаний.

Надежность ротора по критическим частотам оценивается отношением рабочей частоты вращения к ближайшему значению критической частоты. Эта величина должна отличаться от единицы, как правило, не менее чем на

15%. Варьированием геометрических размеров вала, прежде всего диаметров его участков, расстояний между опорами необходимо добиться нужного запаса.

Надо так же иметь в виду, что приходится учитывать возможность совпадения рабочей частоты вращения не только с первой но и со второй и третьей критическими частотами.

Расчет масс и моментов инерции рабочих колес.

В массу рабочего колеса включать массы лопаток, бандажей, дисков, примыкающего к центробежному колесу шнека, деталей крепления колес к валу (фланцы, винты, гайки). В массу колеса следует включать массу участка вала, находящегося внутри ступицы колеса [13, 15].

Для вычисления массы и моментов инерции рабочего колеса оно разбивается на несколько простых по форме геометрических тел (кольца, диски, конусы, втулки и т.п.). Для каждой части вычисляются массовые характеристики, после чего производится суммирование по правилам механики.

Масса и момент инерции втулки.

Расчетная схема втулки представлена на рис. 16.1.

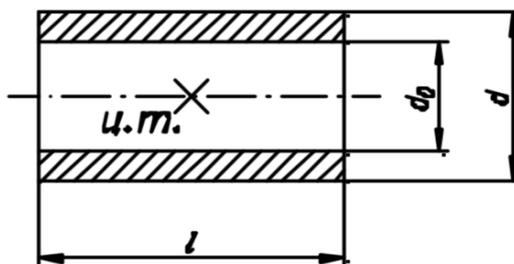


Рис. 16.1. Расчетная схема втулки

В качестве втулки можно рассматривать бандаж или втулку съемного шнека, по которой осуществляется его посадка на вал по шлицам. Центр масс втулки лежит посередине оси вращения на расстоянии  $X_c = l/2$  осевой момент инерции втулки:

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot \rho \cdot l \cdot (d^4 - d_0^4), \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где  $\rho$  – плотность материала,  $\text{кг} / \text{м}^3$ ;  $l$  – длина втулки, м;  $d$ ,  $d_0$  – наружный и внутренний диаметр, м.

Если вычислена масса  $m$ , то момент инерции:

$$I_p = \frac{1}{8} \cdot m \cdot (d^4 - d_0^4), \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Масса втулки:

$$m = \frac{\pi}{4} \cdot \rho \cdot l \cdot (d^4 - d_0^4), \text{ кг},$$

Экваториальный момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс, вычисляется по формуле:

$$I_3 = \frac{1}{2} I_p \cdot \left[ 1 + \frac{4 \cdot l^2}{3 \cdot (d^2 - d_0^2)} \right], \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ или } I_3 = \frac{1}{2} I_p + \frac{1}{12} \cdot m \cdot l^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Масса и момент инерции тонкого диска.

Осевой и экваториальный моменты инерции вычисляются следующим образом:

$$I_p = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R_2^2 - R_1^2);$$

$$I_3 = \frac{1}{2} \cdot I_p.$$

где  $m$  – масса диска;  $R_2, R_1$  – внешний радиус диска и радиус центрального отверстия в нем, м.

Масса и момент инерции центробежного колеса насоса или центробежной турбины.

Вычисление массы и моментов инерции по составным формулам процесс трудоемкий, поэтому в первом приближении для центробежных колес (рис. 16.2) массовые характеристики можно определить по следующим зависимостям.

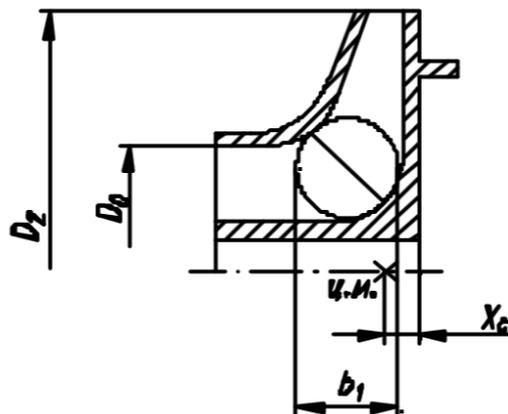


Рис. 16.2. Расчетная схема центробежной крыльчатки

Масса колес:

$$m = (24 \div 32) \cdot 10^{-3} \cdot \rho \cdot D_2^3, \text{ кг},$$

где  $\rho$  – плотность материала,  $D_2$  – наружный диаметр колеса, м.

Среднее значение показанного в скобках коэффициента соответствует

колесу диаметром 200 мм. Для колес меньших размеров следует использовать большее значение коэффициента. Для колес больших размеров – меньшее значение коэффициента. Для алюминиевых колес значение коэффициентов следует увеличить на 20...30%.

В вычисленную по приведенной формуле массу колеса не входит масса вала, на которой сидит колесо.

Центр массы колеса лежит на оси вращения на расстоянии  $s$  от внутреннего контура проточной части. Приблизительно это расстояние составляет:  $X_c = (0,45 \dots 0,6) \cdot b_1$ , м. Смещение коэффициента в ту или другую сторону от среднего зависит от конфигурации проточной части, длины входного участка колеса, длины уплотнительных поясов.

Осевой момент инерции колеса:  $I_p = (0,1 \dots 0,12) \cdot m \cdot D^2$ .

Экваториальный момент инерции относительно оси, проходящей через центр массы:  $I_0 = 0,5 \cdot I_p$ .

Масса и момент инерции лопастей шнека.

Однозаходный шнек является статически или динамически неуравновешенным, поэтому его применение нежелательно.

Двух- или трехзаходный шнеки статически и в большинстве случаев динамически уравновешены. Схема двухзаходного шнека представлена на рис. 16.3.

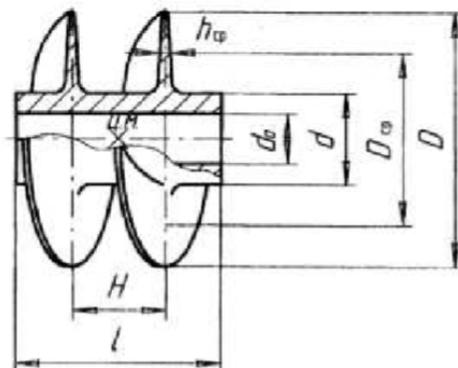


Рис. 16.3. Расчетная схема двухзаходного шнека

Массу лопастей шнека можно вычислить по формуле:

$$m = \pi \cdot \rho \cdot z \cdot c \cdot \frac{1}{H} \cdot (D - d), \text{ кг},$$

где  $z$  – число лопастей шнека;  $l$  – длина шнека, м;  $H$  – шаг спирали, м;  $D$ ,  $d$  – внутренний и внешний диаметр проточной части шнека, м;  $c$  – коэффициент определяемый по формуле:

$$\text{tg} \gamma_p = \frac{H}{\pi \cdot D_{\text{ср}}}$$

Центр массы лопастей лежит посередине длины шнека.

Осевой момент инерции лопастей:

$$I_p = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2).$$

Экваториальный момент инерции:

$$I_{\text{э}} = \frac{1}{2} \cdot I_p + \frac{1}{12} \cdot m \cdot l^2.$$

Если шнек выполнен заодно с валом, этого расчета достаточно. Если шнек имеет втулку, по которой осуществляется его посадка на вал, то к массовым и инерционным характеристикам лопастей шнека следует прибавить соответствующие величины втулки шнека, которые вычисляются по приведенным ранее зависимостям.

#### Масса и момент инерции шнекоцентробежного колеса насоса.

Общая масса и осевой момент инерции колеса со шнеком равны сумме:

$$\begin{cases} m = m_{\text{к}} + m_{\text{ш}} \\ I_p = I_{p,\text{к}} + I_{p,\text{ш}} \end{cases}$$

Центр массы колеса со шнеком вычисляется по правилу расчета:  $m_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}} = m_{\text{ш}} \cdot x_{\text{ш}}$ , где  $x_{\text{к}}$ ,  $x_{\text{ш}}$  – расстояние от центра масс частей до общего центра масс, м.

Суммарный экваториальный момент инерции относительно общего центра масс вычисляется по формуле:

$$I_{\text{э}} = I_{\text{э},\text{к}} + m_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}^2 + I_{\text{э},\text{ш}} + m_{\text{ш}} \cdot x_{\text{ш}}^2.$$

#### Составление расчетной схемы.

Расчет критических частот вращения роторов начинается с подготовки расчетной схемы и исходных данных, описывающих достаточно точно упруго-инерционные характеристики проектируемого ротора [4, 5, 13, 15].

Для проведения расчета необходимо представить реальную конструкцию рассчитываемого ротора в виде расчетной схемы, заменив реальные детали условными, отбросив большую часть подробностей конструкции, не имеющих значения для расчета, и как можно правильнее определив основные параметры расчетной схемы. Чем подробнее расчетная схема, тем точнее результат расчетов, но тем сложнее расчет и больше объем вычислительных работ.

Расчетная схема ротора представляет собой последовательный набор типовых элементов, с помощью которых можно вписать реальные упруго-инерциальные характеристики ротора. Границами участков являются места

расположения дисков, опор ротора, внезапного изменения поперечного сечения вала, ротора и т.д. Следует отметить следующие правила схематизации и допущения при использовании типовых элементов в описании конструкции ротора:

1. Формирование расчетной схемы ведется последовательно слева направо.

2. Длина стержневого элемента не должна превышать его двух максимальных диаметров.

3. Подшипники ротора принимаются в виде жестких шарнирных опор. Это наиболее простой и часто применяемый вариант. Расстояния между опорами берется равным расстоянию между осевыми плоскостями подшипников. Для получения более точных результатов расчета следует учесть податливость опор. Это не сильно усложняет методику расчета. Расчет должен быть проведен для трех вариантов податливости опор ротора:  $10^{-11}$  м/Н – абсолютно жесткие опоры;  $(5...10) \cdot 10^{-9}$  м/Н – жесткость подшипниковых опор;  $(2...5) \cdot 10^{-8}$  м/Н – жесткость подшипниковых опор с учетом податливости корпусов.

4. Рабочие колеса ротора рассматриваются как идеально жесткие тела. Для расчета необходимо вычислить массу каждого колеса, положение центра массы, моменты инерции относительно оси вращения и экваториальной оси, перпендикулярной оси вращения, проходящей через центр массы (экваториальный момент инерции). Положение рабочего колеса относительно опор в расчетной схеме определяется положением плоскости, в которой лежит центр массы колеса. При расчете моментов инерции центробежного колеса со шнеком и валом может оказаться, что осевой и экваториальный моменты инерции мало отличаются один от другого, всего на 25–30%. Тогда центробежное колесо со шнеком в расчетной модели принимаются в виде точечной массы, сосредоточенной в центре тяжести (центре массы).

5. Обычно массы рабочих колес ТНА значительно больше массы вала, и поэтому в расчетах масса вала не учитывается. В тех случаях, когда вал ротора имеет большую длину между опорами и на нем сидят различные втулки, кольца, импеллеры и т.д., следует учесть массу вала и деталей. Для этого участок вала, масса которого не вошла в массу рабочего колеса, разбивается на 2–3 части и подсчитывается масса каждой части вала со всеми находящимися на ней деталями. Полученные точечные массы располагаются на оси вала, в центрах массы каждой выделенной части. При ручном расчете не следует вводить большое число точечных масс, заменяющих вал, так как это существенно увеличивает объем расчетных работ. Желательно

ограничиваться введением одной-двух масс, в первую очередь, для участков вдали от опор, в области наибольших перегибов.

6. Вал ротора ТНА нередко имеет сложную, многоступенчатую форму. На нем могут быть участки со шлицами, резьбой, короткие бурты и кольцевые проточки. Внутренняя плоскость вала имеет ступенчатую расточку. Расчет многоступенчатого вала трудоемок. Если это не удастся, можно ограничиться одной-двумя ступенями изменения сечения. Для достижения этой цели приходится применять ряд допущений.

Прежде всего отметим, что местные бурты, выточки, лычки и т.д. в расчете не учитываются, диаметром участка с резьбой принимают внутренний диаметр резьбы. Шлицы на валу принимаются во внимание в том случае, когда они выступают из ступицы колеса или шнека на длину более одного диаметра вала. Расчетным диаметром участка вала с открытыми шлицами принимают средний диаметр шлиц. Конический участок вала заменяют цилиндрическим с диаметром равным среднему диаметру конуса. Участок вала, на который с натягом по гладким поверхностям или шлицам посажены рабочие колеса и шнека, считаются в пределах соответствующих ступиц идеально жесткими. Если длина ступицы меньше диаметра вала, то для упрощения можно считать ступицу нулевой длины, т.е. расчетную длину вала считать до плоскости центра массы диска.

В ряде конструкций на валу ротора располагаются длинные распорные втулки, которые служат для затяжки общей гайкой дисков, подшипников и всех сидящих на валу деталей. Усилие затяжки гаек выбирается достаточно большим, чтобы не происходило раскрытие стыков при изгибе вала. Затянутая деталь сильно повышает жесткость ротора на изгиб (изгибную жесткость). При расчете на критическую частоту вращения комплект всех затянутых деталей следует рассматривать как единый целый внешний вал, работающий на изгиб. Выбор внешнего расчетного диаметра вала следует производить по внешнему диаметру затянутых втулок и деталей, используя правила, которые были рассмотрены выше.

После отмеченных упрощений получится схематизированный вал, который может иметь большое количество ступеней. Дальнейшая схематизация сводится к выбору расчетного сечения для каждого участка между дисками и между дисками и опорами. За расчетное сечение принимается сечение того отрезка вала, которое на данном участке имеет наибольшую длину. При этом для консольного участка предпочтение отдается отрезку, который расположен ближе к опоре. Для участка между опорами предпочтение отдается отрезку, расположенному в средней части пролета. В результате вал расчетной схемы будет иметь минимальное число

ступеней, расположенных в плоскостях центров тяжести дисков и на опорах.

Принятые в расчетной схеме диаметры участков вала являются в дальнейшем расчетными. Они определяют расчетные моменты инерции сечений, т.е. жесткость вала на изгиб по участкам.

Расчетный момент инерции сечений на изгиб является суммой моментов инерции собственно вала и закрепленных на нем деталей.

Иногда ротор ТНА состоит из двух частей. Валы соседних частей соединяются между собой при помощи шлиц. Если шлицевой конец одного вала входит в шлицы другого, то такое соединение считается шарнирным. Точка поворота шарнира лежит на оси ротора. Положение шарнирной точки зависит от конструкции соединения. Точкой шарнира является центр сферических центрирующих поверхностей, плоскость центрирующих буртиков и т.д. Если центрирующих поясов в шлицевом соединении нет, что является нежелательным, то точка шарнира лежит посередине рабочей длины шлица.

Если роторы соединяют при помощи короткого шлицевого валика или шлицевой втулки, то такие роторы рассчитывают на критические частоты вращения как независимые [4].

Расчет критической частоты вращения, как правило, сводится к определению частоты его собственных изгибных колебаний. Вал ТНА представляет собой многодисковый ротор (рис. 16.4) и его критическая частота вращения на абсолютно жестких опорах определяется по формуле:

$$\frac{1}{\omega_{кр.ж}^2} = \frac{1}{\omega_{кр.в}^2} + \frac{1}{\omega_{кр.1}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{кр.n}^2}$$

где  $\omega_{кр.в}$  – критическая угловая скорость вращения вала (собственно вала) без дисков, которая для вала постоянно диаметра равна:

$$\omega_{кр.в} = \frac{\pi^2 \cdot d_B}{4 \cdot l^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

где  $d$ , м – диаметр вала;

$l$ , м – расстояние между опорами;

$E$ , Н/м<sup>2</sup> – модуль упругости материала вала;

$\rho$ , кг/м<sup>3</sup> – плотность материала вала.

$\omega_{кр.i}$ , рад/с – критическая угловая скорость невесомого вала только при наличии на нем  $i$ -ого диска.

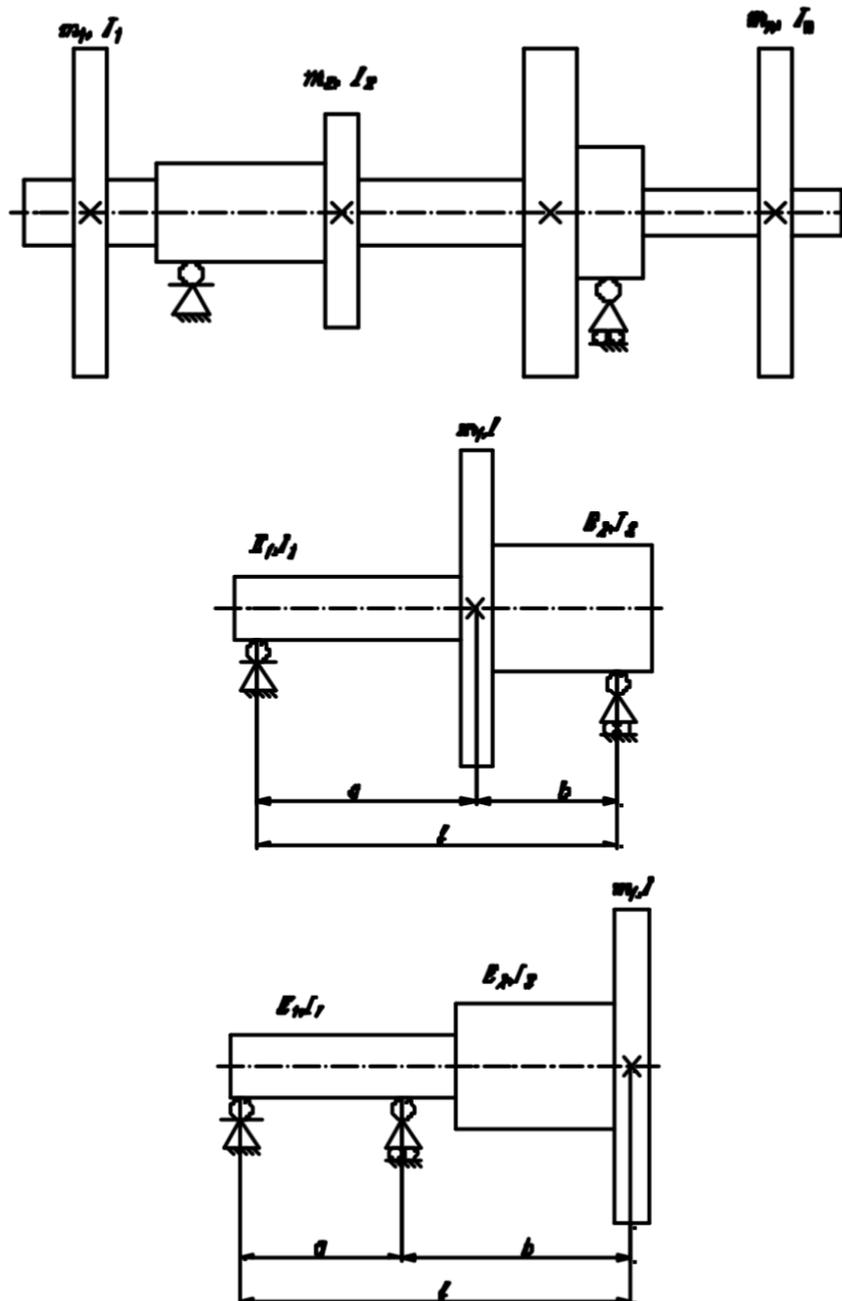


Рис. 16.4. К определению критической частоты вращения многодискового ротора

Критическая частота вращения вала на двух опорах с одним диском, расположенным между опорами или консольно, определяется следующим образом (индекс  $i$  опущен):

$$\omega_{кр} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2} \cdot (m \cdot \alpha - I_n \cdot \beta) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (m \cdot \alpha - I_n \cdot \beta)^2 + I_n \cdot m \cdot (\alpha \cdot \beta - \gamma^2)}}$$

где  $m$  – масса диска, кг;

$I_n$  – полярный момент инерции диска, кг·м<sup>2</sup> ;

$\alpha, \beta, \gamma$  – коэффициенты влияния имеющие смысл;

$\alpha$  – прогиб вала в месте приложения нагрузки под действием единичной силы,

$\beta, \gamma$  – углы поворота сечения вала в месте приложения нагрузки под действием единичной силы и единичного момента соответственно.

Величины коэффициентов  $\alpha, \beta, \gamma$  зависят от геометрии вала с диском, его жесткости, а так же способа расположения диска (между опорами или консольно). В случае расположения диска между опорами коэффициенты  $\alpha, \beta, \gamma$  определяются следующим образом:

$$\alpha = \frac{a^3 \cdot b^2}{3 \cdot E_1 I_1 \cdot l^2} + \frac{a^2 \cdot b^3}{3 \cdot E_2 I_2 \cdot l^2};$$

$$\beta = \frac{a^3}{3 \cdot E_1 \cdot I_1 \cdot l^2} + \frac{b^3}{3 \cdot E_2 \cdot I_2 \cdot l^2};$$

$$\gamma = \frac{a \cdot b^3}{3 \cdot E_2 \cdot I_2 \cdot l^2} - \frac{a^3 \cdot b}{3 \cdot E_1 \cdot I_1 \cdot l^2};$$

При консольном расположении диска:

$$\alpha = \frac{a \cdot b^2}{3 \cdot E_1 \cdot I_1} + \frac{b^3}{3 \cdot E_2 \cdot I_2};$$

$$\beta = \frac{a}{3 \cdot E_1 \cdot I_1} + \frac{b}{3 \cdot E_2 \cdot I_2};$$

$$\gamma = \frac{a \cdot b}{3 \cdot E_1 \cdot I_1} + \frac{b^2}{3 \cdot E_2 \cdot I_2};$$

$E$  – модуль упругости, Н/м<sup>2</sup>,

$I$  – момент инерции сечения вала на изгиб на отдельных участках (рис. 16.4). Для сплошного вала диаметром  $d_s$  момент инерции сечения равен

$$I = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64}.$$

Значение размеров  $a, b, l$  понятны из рисунка. С учетом жесткости опор критические скорости вращения можно определить следующим образом:

$$\omega_{кр} = \omega_{кр.ж.} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{2} + \frac{\alpha_0}{\alpha}}},$$

$\alpha_0$  – коэффициент податливости опоры, м/Н,  
коэффициент податливости вала,

$$\alpha = \frac{l^3}{48 \cdot E \cdot I},$$

$I$  – момент инерции сечения вала на изгиб

$$I = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^4}{64}.$$

Таким образом, поправка, связанная с учетом податливости опор зависит от податливости вала.

После расчета критических частот вращения для каждого из значений податливости опор, определяем запас по частоте вращения ротора:

$$K_3 = \frac{|\omega_{\text{кр}} - \omega_p|}{\omega_p} \cdot 100, \%$$

Для всех значений критической частоты вращения  $K_3$  должен быть не менее 15 %. Если коэффициент запаса менее 15 %, необходимо внести изменения в конструкцию ротора (например, изменить расстояние между дисками, опорами; увеличить диаметры ступиц и вала, выбрать подшипники большего типоразмера). После корректировки ротора расчет критических частот повторить и так до тех пор, пока не будет выполнено требование по обеспечению запаса критической частоты вращения  $K_3$ .

Данный расчёт может быть выполнен в ПО ANSYS согласно учебному пособию "Численное моделирование динамических процессов ротора ТНА" [33] главы 2 на стр. 39-51 (Учебный пример расчёта вынужденных колебаний ротора насоса окислителя ТНА). Как и для расчёта вала (см. раздел 5 данного пособия) здесь применяется замена объёмной модели стержневой с различными параметрами поперечных сечений. Лопатки учитываются добавлением соответствующих моментов инерции к сечению.

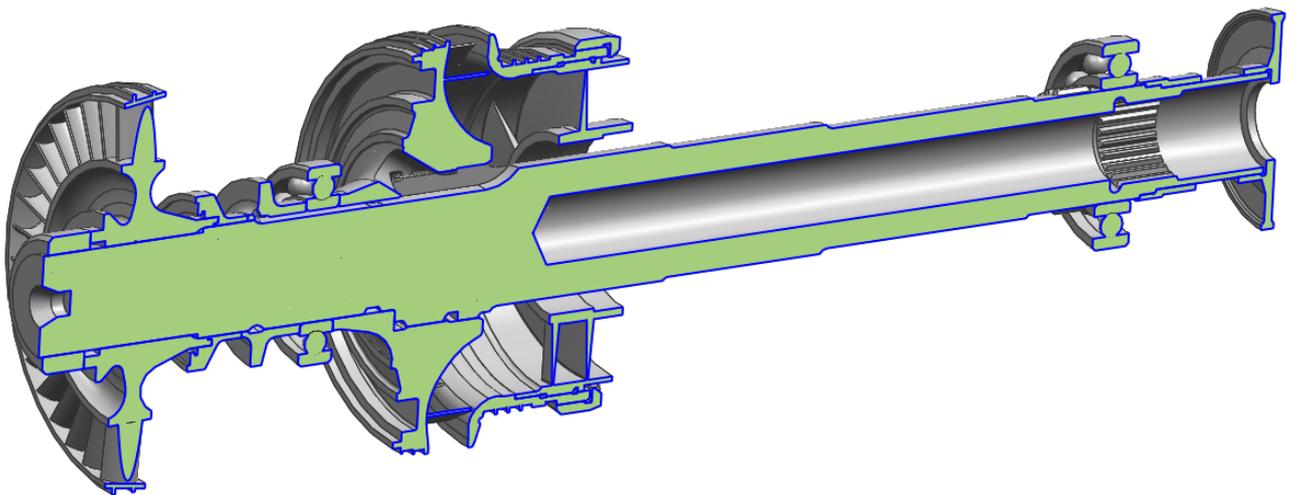


Рис. 16.5. Ротор насоса окислителя ТНА НК-33

На рис. 16.5 показана объёмная модель ротора насоса окислителя ТНА НК-33, на рис. 16.6 - соответствующая сеточная модель. Модель для наглядности показана в объёме. На рис. 16.7 дано Распределение

эквивалентных напряжений по Мизесу в роторе насоса окислителя ТНА при резонансных колебаниях.

Расчёт любого другого ротора (в зависимости от Вашего задания), в том числе и насоса горючего, а также турбин производится по той же схеме.

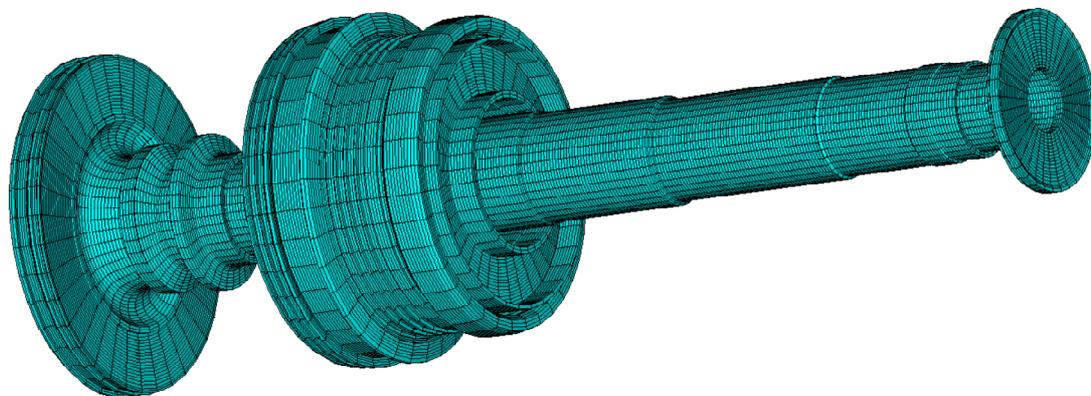


Рис. 16.6. Ротор насоса окислителя ТНА НК-33

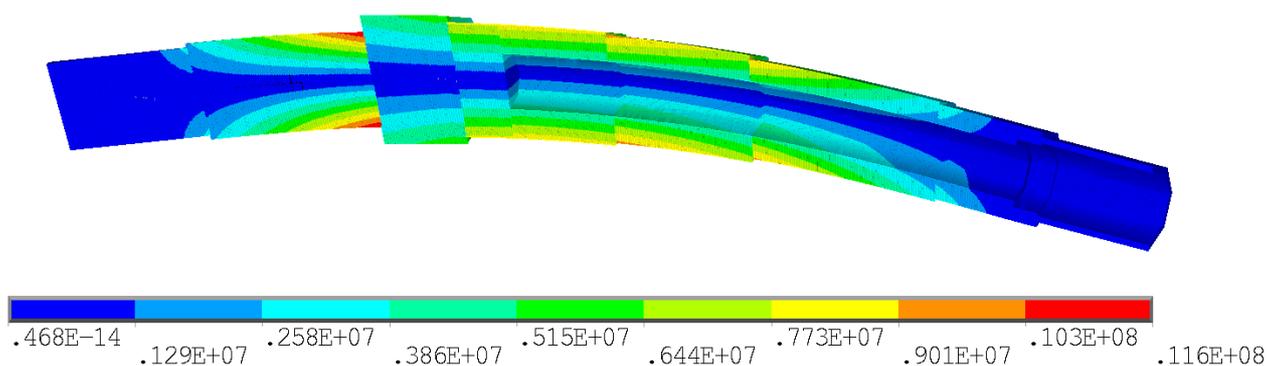


Рис. 16.7. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в роторе НО ТНА при резонансных колебаниях, (Па)

## 17. РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ РОТОРА

Для оценки работоспособности опор ротора необходимо знать радиальные силы, действующие на них. Радиальные силы, действующие на опоры ротора, зависят от сил, возникающих в насосах, дисбалансной нагрузки и радиальных сил, связанных с парциальным подводом на турбину.

В насосах на рабочее колесо действует два вида радиальных сил [10]: гидродинамическая сила от неравномерности параметров потока по окружности входа в колеса, вызываемая течением в отводящем устройстве, и подъемная сила в щелевых уплотнениях колеса, аналогичная силе в подшипниках скольжения (в классических уплотнениях с плавающими кольцами отсутствует).

В насосе с одновитковым спиральным отводом давление и скорость по окружности выхода из центробежного колеса равномерны только вблизи расчетного режима.

Для расходов, меньше расчетного, сечения спирального отвода оказываются перерасширенными. Поэтому поток в отводе тормозится и давление по длине спирального сборника возрастает. При этом нарушается радиальная симметрия потока – со стороны выходной части сборника на колесо действует повышенное давление. Это приводит к возникновению на колесе радиальной силы направленной со стороны выходных сечений сборника.

Для расходов, превышающих расчетный расход, сечения отвода становятся зауженными. Давление по длине сборника падает, и появляется радиальная сила, направленная со стороны начальной части сборника.

Приближенно значение радиальной силы в отводящем устройстве насоса можно определить следующим образом:

$$R_{rн} = \sqrt{R_{rхн}^2 + R_{rун}^2}$$

Составляющие радиальной силы:

$$\begin{cases} R_{rхн} = -b_3 \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right) \cdot \sum_{\phi=0^{\circ}}^{360^{\circ}} p_{3\phi} \cdot \cos\phi, \\ R_{rун} = -b_3 \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right) \cdot \sum_{\phi=0^{\circ}}^{360^{\circ}} p_{3\phi} \cdot \sin\phi. \end{cases}$$

$p_{3\phi} = (-1,61 \cdot 10^{-9} + 9,264 \cdot 10^{-7} + 6,354 \cdot 10^{-5} \cdot \phi - 0,033) \cdot p_2$  – давление в отводящем устройстве;

$b_3$  – ширина отвода;

$D_2$  – наружный диаметр рабочего колеса насоса;

$p_2$  – давление на выходе из насоса;

$\varphi$  – угол изменения спирали, отсчитываемый по часовой стрелке от минимального значения (раздел 11, рисунок 11.8), измеряется в градусах.

Для лопаточных, двухспиральных и канальных отводящих устройств  $R_{rn}$  можно принять равной нулю.

#### Радиальная сила, возникающая в турбине.

В турбине радиальная сила возникает в случае парциального подвода газа. В случае парциального подвода эта сила может быть определена по следующей зависимости:

$$R_T = \frac{N_T}{\pi \cdot \sqrt{2} \cdot \varepsilon \cdot u} \cdot \sqrt{1 - \cos(360^\circ \cdot \varepsilon)};$$

где  $N_T$  – мощность турбины;

$\varepsilon$  – степень парциальности турбины  $\varepsilon = \varphi/360^\circ$ ;

$\varphi$  – угол, занятый сопловым аппаратом, измеряется в градусах;

$u$  – окружная скорость на среднем диаметре турбины.

#### Радиальная сила, вызываемая дисбалансом.

Каждый ротор турбонасосного агрегата подвергается динамической балансировке. При балансировке обеспечивается допустимое значение дисбаланса (неуравновешенности) ротора в соответствии с требованиями ГОСТ 22061-76. [8]

Согласно ГОСТ 22061-76 турбонасосные агрегаты относятся к третьему классу точности, для которого должно выполняться следующее требование:

$$e_{cm} \cdot \omega_{max} \leq 2,5 \text{ мм} \cdot \text{рад/с};$$

$e_{cm}$  – удельный дисбаланс, мм.

$\omega_{max}$  – максимальная частота вращения ротора рад/с.

С учетом этого требования дисбаланс ротора определяется следующим образом:

$$D_p = \frac{e_{cm}}{1000} \cdot m_p, \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Радиальная сила, вызванная дисбалансом:

$$R_p = D_p \cdot \omega_{max}^2, \text{ Н}.$$

Определив радиальные силы, действующие в насосе и турбине, а так же вызванные дисбалансом можно определить нагрузки, действующие на подшипники (рис. 17.1). Нагрузки на подшипники определяем в предположении, что все радиальные нагрузки действуют в одной плоскости в

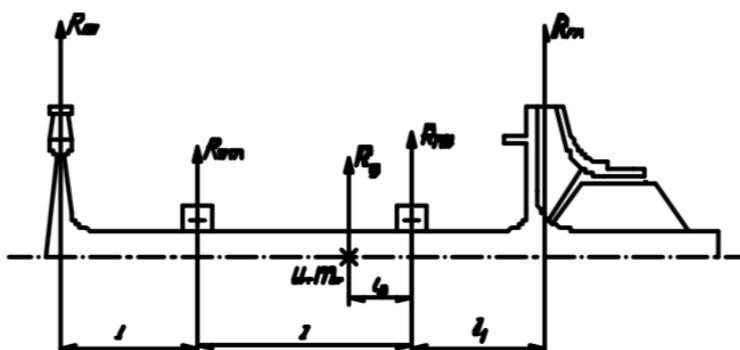
направлениях, приводящих к максимальным значениям радиальных нагрузок на опоры.

Полученные данные совместно со значениями неразгруженной осевой силы служат для расчета долговечности подшипников. Кроме того значения радиальной нагрузки не должны превышать значений, указанных в табл. 17.1.

В случае превышения допустимых значений нагрузки необходимо принять меры к снижению радиальных нагрузок, например, изменить отводящее устройство насоса или расположить симметрично секторы подвода газа на турбину.

Таблица 17.1

Типоразмер	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214
Допустимая нагрузка, дН	50	100	150	200	250	400	500	600	700	800	900	1000	1100



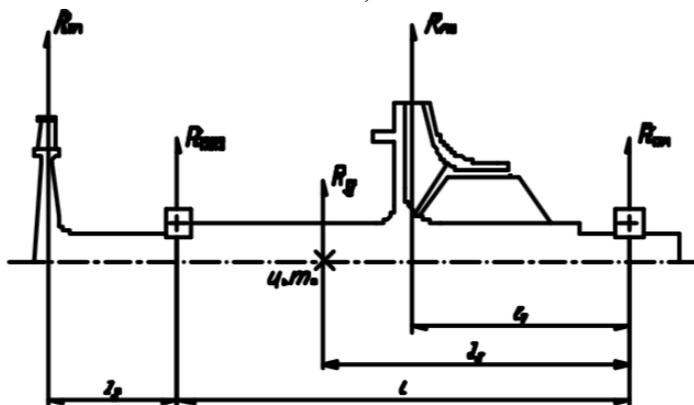
Подшипник турбинной опоры:

$$R_{nm} = \frac{R_{rH} \cdot l_1 - R_{rn} \cdot (l + l_2) - R_g \cdot l_3}{l}$$

Подшипник насосной опоры:

$$R_{nr} = \frac{R_{rn} \cdot l_2 - R_{rH} \cdot (l + l_1) - R_g \cdot (l - l_3)}{l}$$

а)



Подшипник турбинной опоры:

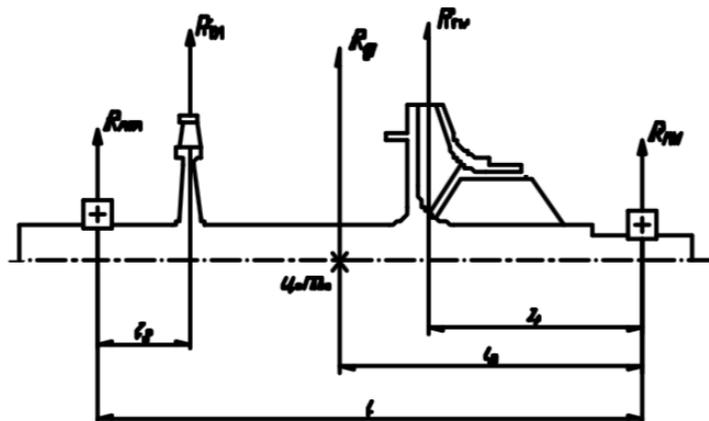
$$R_{nm} = \frac{-R_{rH} \cdot l_1 - R_m \cdot (l + l_2) - R_g \cdot l_3}{l}$$

Подшипник насосной опоры:

$$R_{nH} = \frac{R_m \cdot l_2 - R_{rH} \cdot (l - l_1) - R_g \cdot (l - l_3)}{l}$$

б)

Рис. 17.1. Схемы определения радиальных сил, действующих на подшипники



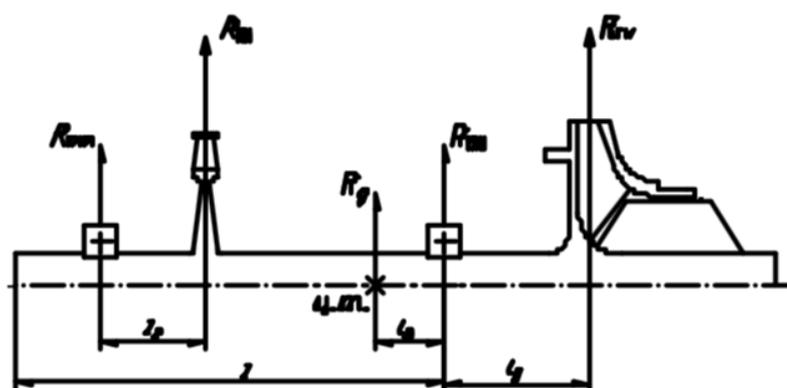
Подшипник турбинной опоры:

$$R_{nm} = \frac{-R_{rH} \cdot l_1 - R_m \cdot (l - l_2) - R_g \cdot l_3}{l}$$

Подшипник насосной опоры:

$$R_{nH} = \frac{-R_m \cdot l_2 - R_{rH} \cdot (l - l_1) - R_g \cdot (l - l_3)}{l}$$

в)



Подшипник турбинной опоры:

$$R_{nm} = \frac{R_{rH} \cdot l_1 - R_m \cdot (l - l_2) - R_g \cdot l_3}{l}$$

Подшипник насосной опоры:

$$R_{nH} = \frac{-R_m \cdot l_2 - R_{rH} \cdot (l + l_1) - R_g \cdot (l - l_3)}{l}$$

г)

Продолжение рис. 17.1. Схемы определения радиальных сил, действующих на подшипники

## 18. РАСЧЕТ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ.

Исходными данными для расчета контактных напряжений являются [11]:

- радиальная нагрузка на подшипник,  $F_r$ , Н;
- осевая нагрузка на подшипник  $F_a$ , Н;
- частота вращения ротора  $n$ , об /мин.

В качестве радиальной принимается нагрузка, полученная из раздела 15, в качестве осевой – неразгруженная нагрузка, полученная из расчета баланса осевых сил на роторе (раздел 9), если осевые силы разгружены или в конструкции используется автомат осевой разгрузки, принимаем осевую силу равной 250 Н.

Номинальный угол контакта подшипника.

$$\alpha_H = \arccos \left[ 1 - 0,5 \cdot e / (r_H + r_B - D_w) \right];$$

здесь  $e$  – радиальный зазор в подшипнике (табл. 18.1);

$D_w$  – диаметр шарика (табл. 6.3), мм;

$r_H = r_B = 0,515 \cdot D_w$  – радиусы желобов наружного и внутреннего колец шарикоподшипника, мм;

Таблица 18.1

Шарикоподшипники радиальные однорядные	Радиальный зазор, мкм			
	2 ряд		3 ряд	
	наим.	наиб.	наим.	наиб.
$\frac{d=10-18 \text{ мм.}}{201, 202, 203}$	15	22	22	30
$\frac{d=20-30 \text{ мм.}}{204, 205, 206}$	15	24	24	34
$\frac{d=25-50 \text{ мм.}}{207, 208, 209, 210}$	20	32	32	47
$\frac{d=55-70 \text{ мм.}}{211, 212, 213, 214}$	23	38	38	58

Нагрузка на наиболее нагруженный шарик

$$P_0 = \frac{F_a}{z \cdot \sin \alpha_H} + \frac{F_r}{z \cdot \cos \alpha_H} \cdot q;$$

где  $z = 9$  – число шариков в подшипнике;

$q = 2,2$  – коэффициент распределения радиальной нагрузки.

Максимальное контактное напряжение.

$$\sigma_{max} = \frac{863,7^3}{\mu \cdot \nu} \sqrt{P_0 \cdot \left( \frac{4}{D_w} + \frac{1}{R} + \frac{1}{r_E} \right)^2}, \text{ МПа;}$$

здесь  $R=(D+d-D_w)/2$  – радиус дорожки качения внутреннего кольца, мм;  
 $P_0$  – нагрузка на наиболее нагруженный шарик, Н;  
 $\mu \cdot \nu$  – коэффициент.

$$\mu \cdot \nu = 1027,161 \cdot (\cos \alpha_n)^4 - 3514,221 \cdot (\cos \alpha_n)^3 + \\ + 4515,826 \cdot (\cos \alpha_n)^2 - 2581,482 \cdot \cos \alpha_n + 554,887$$

Максимальное контактное напряжение для шарикоподшипников из стали 95X18-III составляет 5000 МПа ( $\sigma_{доп}$ ). Коэффициент запаса прочности шарикоподшипника по контактным напряжениям определим следующим образом:

$$k = \frac{\sigma_{доп}}{\sigma_{max}} \geq 2,0$$

#### Расчет подшипников по статической грузоподъемности

По статической грузоподъемности подшипники рассчитывают для выполнения следующего условия:  $C_{ор} \leq C_{ок}$  ( $C_{ок}$  – каталожное значение статической грузоподъемности подшипника (табл. 6.3, 6.4), Н;  $C_{ор}$  – расчетное значение статической грузоподъемности, Н).

Под допустимой статической грузоподъемностью понимают такую статическую нагрузку, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Расчетное значение статической грузоподъемности определяется по двум условиям:

$$C_{ор} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \text{ или } C_{ор} = F_r,$$

где  $F_r$  и  $F_a$  – радиальная и осевая нагрузки, Н;  $X_0$  и  $Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа и конструкции подшипника (табл. 18.2). Расчетным принимается наибольшее значение  $C_{ор}$ .

Таблица 18.2

Типы подшипников	$X_0$	$Y_0$
Шариковый радиальный	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные с углом контакта:		
$\alpha = 12^\circ$	0,6	0,5
$\alpha = 26^\circ$	0,5	0,37
$\alpha = 36^\circ$	0,5	0,28

В качестве радиальной принимается нагрузка, полученная из раздела 15, в качестве осевой – неразгруженная нагрузка, полученная из расчета баланса осевых сил на роторе (раздел 9), если осевые силы разгружены или в конструкции используется автомат осевой разгрузки, принимаем осевую силу равной 250 Н.

#### Расчет подшипников по динамической грузоподъемности

Подшипники подбирают по условию

$$C_p \leq C_k$$

где  $C_p$  – расчетное значение динамической грузоподъемности, Н;

$C_k$  – динамическая грузоподъемность подшипника, взятая из каталога.

Расчет основан на уравнении кривой усталости:

$$P^p \cdot L = C^p,$$

где  $P$  – эквивалентная нагрузка, Н;

$L$  – ресурс в миллионах оборотов;

$p$  – показатель степени, для шарикоподшипников равный 3.

При известных (или рассчитанных)  $P$  и  $L$  можно определить динамическую грузоподъемность:

$$C_p = \left( \frac{L}{a_1 \cdot a_{23}} \right)^{\frac{1}{p}} \cdot P$$

и по ней выбрать из каталога подходящий подшипник или по  $P$  и  $C_k$  рассчитать возможный для выбранного заранее подшипника ресурс (долговечность)

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left( \frac{C_k}{P} \right)^p$$

и сравнить его с заданным.

Ресурс в миллионах оборотов  $L$  и часах  $L_h$  связаны соотношением:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6},$$

где  $n$  – частота вращения, об/мин.

$a_1$  – коэффициент, вводимый при необходимости повышения надежности (табл. 18.3).

Таблица 18.3

Надежность	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
$a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Коэффициент  $a_{23}$  учитывает качество материала подшипников, смазочный материал и условия эксплуатации.

Можно рекомендовать три вида расчетных условий:

- 1) обычные условия;
- 2) криогенные компоненты топлива;
- 3) криогенные компоненты топлива при повышенных нагрузках и перекосах.

Значение коэффициента  $a_{23}$  приведены в табл. 18.4.

Таблица 18.4

Тип подшипника	Условия		
	1	2	3
Шарикоподшипники	0,7...0,8	0,2...0,4	0,01...0,1

Таблица 18.5

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок							
Угол контакта $\alpha^\circ$	Относительная нагрузка $F_a/C_o$	Однорядные подшипники				$e$	
		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$			
		$X$	$Y = \frac{1-X}{e}$	$X$	$Y = \frac{1-X}{e}$		
Шариковые радиальные							
0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028				1,99	0,22	
	0,056				1,71	0,26	
	0,084				1,55	0,28	
	0,110				1,45	0,30	
	0,170				1,31	0,34	
	0,280				1,15	0,38	
	0,560				1,04	0,42	
	1,00	0,44					
Шариковые радиально-упорные							
12	0,014	1	0	0,46	1,81	0,30	
	0,029				1,62	0,34	
	0,057				1,46	0,37	
	0,086				1,34	0,41	
	0,110				1,22	0,45	
	0,170				1,13	0,48	
	0,290				1,04	0,52	
	0,430				1,01	0,54	
	1,00	0,54					
15	0,015	1	0	0,44	1,47	0,38	
	0,029				1,40	0,40	
	0,058				1,30	0,43	
	0,087				1,23	0,46	
	0,120				1,19	0,47	
	0,170				1,12	0,50	
	0,290				1,02	0,55	
	0,440				1,00	0,56	
	1,00	0,56					
20	-	1	0		0,43	1,00	0,57
25					0,41	0,87	0,68
30					0,39	0,76	0,8
35					0,37	0,66	0,95
40					0,35	0,57	1,14

Эквивалентную нагрузку  $P$  для различных типов подшипников определяют по следующим формулам:

для радиальных  $P = V \cdot F_r \cdot K_b \cdot K_T$ ;

для радиально-упорных  $P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_T$ ,

где  $F_r$  и  $F_a$  – радиальная и осевая нагрузки, Н;

$V$  – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки  $V = 1$ , наружного –  $V = 1,2$ );

$K_b$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (спокойная нагрузка  $K_b = 1$ ; с умеренными точками  $K_b = 1,3 \dots 1,8$ , ударная  $K_b = 2 \dots 3$ );

$K_T$  – температурный коэффициент ( $K_T = 1$  при  $200K < T < 350K$ ,  $K_T = 1,2$  при  $80K < T < 200K$ ,  $K_T = 1,4$  при  $20K < T < 80K$ );

$X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, определяемые по табл. 18.5.

## 19. ЧЕРТЁЖ ОБЩЕГО ВИДА.

В качестве одного из отчетных материалов курсового проекта необходимо выполнить чертёж общего вида.

Чертёж общего вида (ГОСТ 2.118-73 – ГОСТ 2.120-73) – документ, определяющий конструкцию изделия и взаимодействие его составных частей и поясняющий принцип работы изделия. Чертёж общего вида должен включать следующие элементы:

1. Виды, размеры и сечения изделия, надписи и текстовую часть, необходимые для понимания его конструктивного устройства, взаимодействия его составных частей и принципы работы.

2. Наименования (если возможно, то и обозначения) составных частей изделия, для которых объясняются принцип работы, приводятся технические характеристики, материал, количество, и тех составных частей изделия, с помощью которых описывается принцип его работы, поясняются изображение общего вида и состав изделия.

3. Необходимые габаритные, присоединительные, установочные и конструктивные размеры и, если требуется, схему изделия и технические характеристики.

Чертёж общего вида выполняют с упрощениями, предусмотренными стандартом на оформление рабочих чертежей и другими стандартами ЕСКД. Составные части изделия (в том числе заимствованные и покупные) изображают упрощенно (отдельные даже контурными очертаниями), если при этом понятны конструктивное устройство, взаимодействие составных частей и принцип работы изделия. Составные части изделия могут изображаться на одном листе с общим видом или на отдельных последующих листах чертежа общего вида.

Элементы чертежа общего вида (номер позиции, текст технических требований, надписи и др.) также выполняют по правилам, установленным стандартами ЕСКД для рабочих чертежей.

Выносные элементы изображения обозначают римскими цифрами, а виды, размеры, сечения, поверхности и другие элементы чертежа – прописными буквами русского алфавита.

Наименования и значения составных частей изделия указывают тремя способами:

1. на полках линий-выносок, проведенных от деталей на чертеже общего вида;

2. в таблице, размещаемой на чертеже общего вида;

3. в таблице, выполненной на отдельных листах формата А4 в качестве последующих листов чертежа общего вида.

При наличии таблицы номера позиций составных частей изделия указывают на полках линий-выносок в соответствии с этой таблицей.

Таблица в общем случае состоит из граф: «Поз.» (позиция), «Обозначение», «Кол.» (количество), «Доп. указания» (дополнительные указания), но может включать графы «Материал», «Наименования» и др. (рис. 19.1)

Составные части в таблицу рекомендуется записывать в следующей последовательности (ГОСТ 2.119-73): заимствованные, покупные и вновь разрабатываемые изделия.

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Доп. указ

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Матер.	Доп. указ

Рис. 19.1. Варианты головки таблицы составных частей изделия

Компоновка чертежа общего вида приведена на рис. 19.2. Над основной надписью размещают таблицу составных частей изделия. На поле чертежа над таблицей составных частей или основной надписью, если таблица отсутствует, помещают необходимую текстовую часть (технические требования, технические характеристики, которые необходимы для последующей разработки рабочих чертежей) в виде колонки шириной не более 185 мм. При необходимости текст размещают в одну, две и более колонок (вторая и последующие колонки располагают слева от основной надписи).

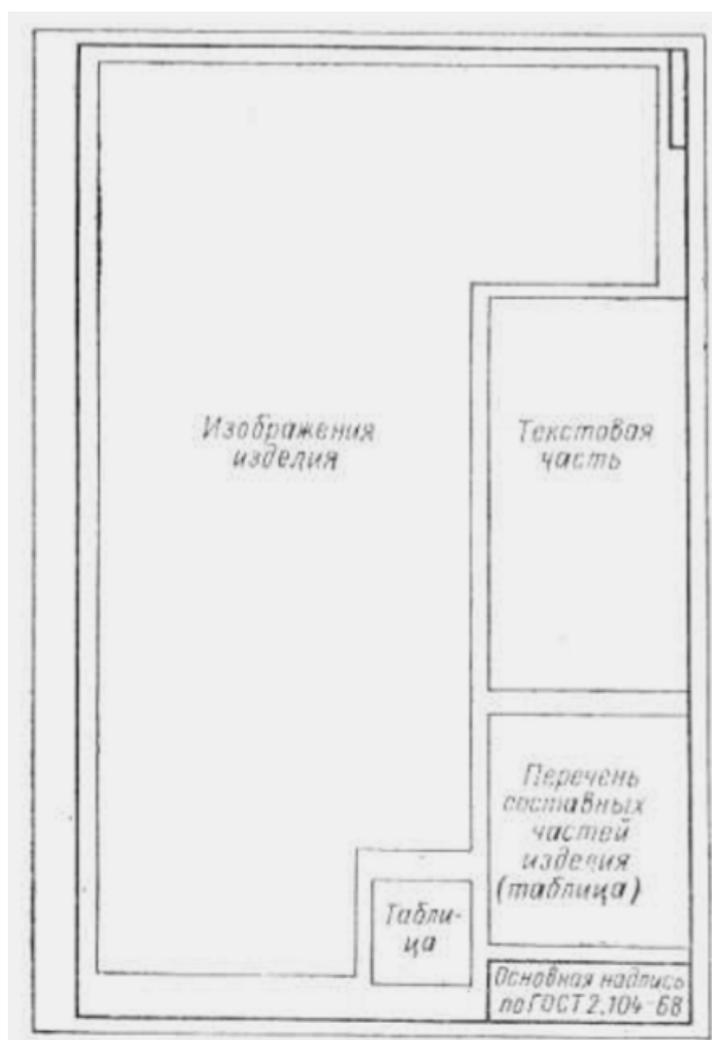


Рис. 19.2. Компоновка чертежа общего вида

Между текстовой частью и таблицей основных частей (или основной надписью) не допускается помещать изображения, другие таблицы и т.п. Технические требования на чертеже общего вида излагают в соответствии со стандартом ГОСТ 2.316-68. В технической характеристике указывают производительность аппарата, частоту вращения, мощность привода и т.п. Техническую характеристику часто выполняют в виде таблицы.

На свободном поле чертежа справа от изображения или ниже его размещают необходимые таблицы. Все таблицы заполняют сверху вниз. Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм, высота головки – 15 мм. Текстовую часть (таблица и др.) выполняют по стандарту ГОСТ 2.105-79.

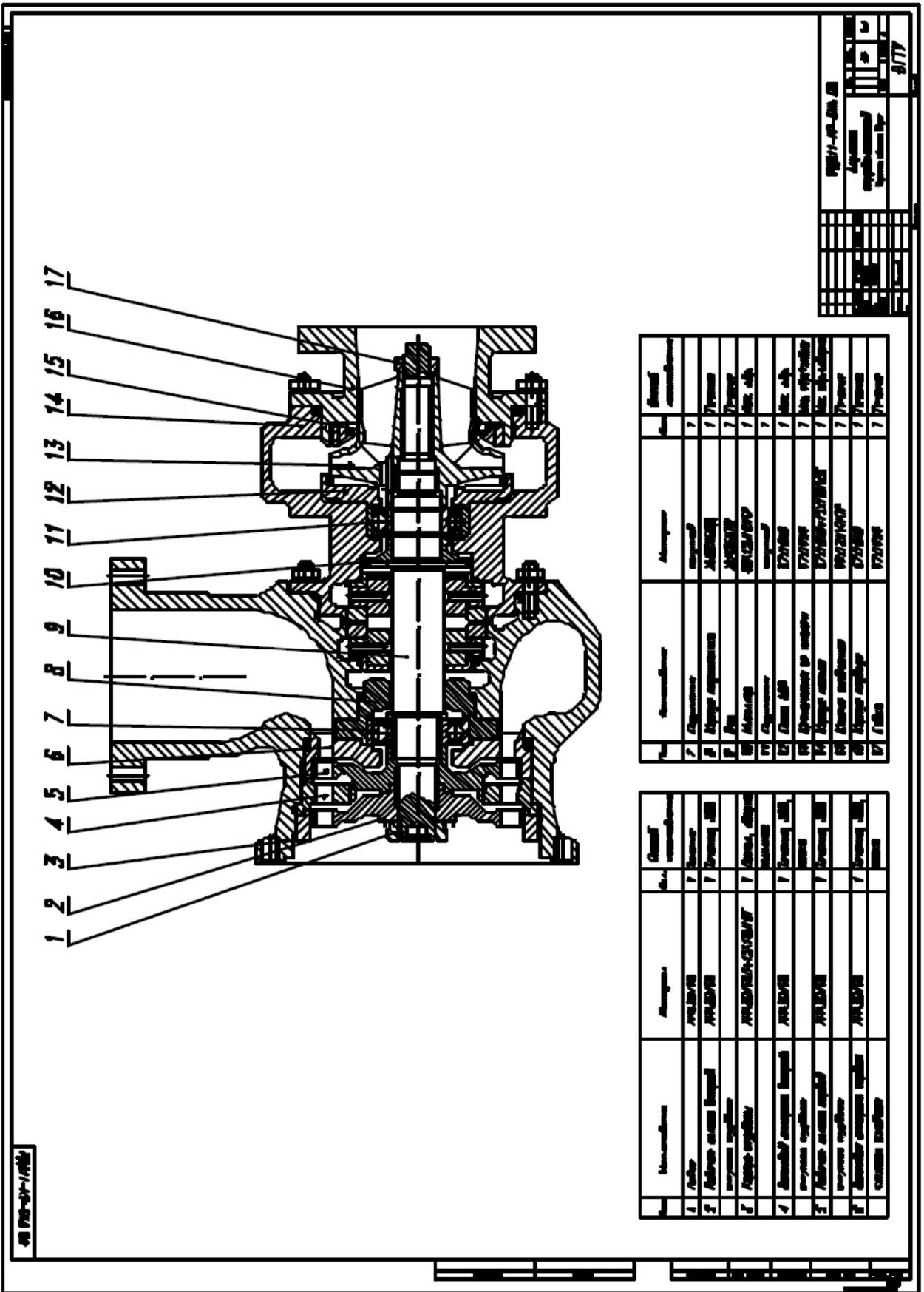


Рис. 19.3. Пример выполнения чертежа общего вида

## **20. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ**

Описание конструкции должно быть выполнено на основании чертежа общего вида, меридионального сечения ТНА и всех проведенных расчетов и проработок. Номера позиций в тексте описания должны соответствовать номерам позиций на чертеже общего вида. В описании конструкции должна быть приведена следующая информация:

1. Состав турбонасосного агрегата.
2. Порядок функционирования турбонасосного агрегата.
3. Сводная таблица с указанием коэффициентов запаса прочности элементов конструкции, утечками через уплотнения, запасом по критическим частотам вращения, долговечности подшипников, нагрузкам на опоры.
4. Выводы по функционированию турбонасосного агрегата и его элементов.

Кроме того, в пояснительной записке должна быть приведена любая иная информация, необходимая для понимания устройства и функционирования агрегата, в том числе пояснения по схеме ТНА, конструкция и состав ротора и его опор, смазка и охлаждение опор, перечисление уплотнений, в том числе уплотнений фланцевых разъемов, использованных в различных местах ТНА.

## **21. ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ**

Пояснительная записка должна быть оформлена в соответствии с СТП ВГТУ 62-2007. Некоторые выдержки из СТП ВГТУ 62-2007 приведены в прилож. П, Р.

Она оформляется в следующем объеме и последовательности:

1. Титульный лист.
2. Бланк задания.
3. Выбор и основания применения материалов.
4. Выбор конструктивной схемы турбинного агрегата, обоснование выбора опор.
5. Описание объёмных моделей, порядок построения главных деталей, состав.
6. Расчет вала на кручение, описание модели, картины распределения напряжений.
7. Выбор опор ротора, обоснование выбора опор.
8. Выбор и расчет на прочность шлицевых соединений.
9. Расчет разрушающих частот вращения рабочих колес насоса и турбины.

10. Расчет напряжений в корневом сечении лопаток турбины, описание модели, картины распределения напряжений.

11. Выбор и обоснование применения уплотнений проточной части, уплотнение между насосом и турбиной.

12. Расчет осевых сил, действующих на ротор турбонасосного агрегата. Обеспечение баланса осевых сил. Расчет утечек через уплотнения проточной части, уплотнения между насосом и турбиной.

13. Выбор, обоснование выбора и расчет крепежных элементов ротора.

14. Выбор, обоснование выбора и прочностной расчет и оптимизация основных размеров подводящего и отводящего устройств насоса и турбины.

15. Выбор, обоснование выбора и расчет на прочность крепежных элементов фланцевых размеров, картина распределения напряжений.

16. Описание сборки объёмной модели, последовательность, структура сборок и подсборок.

17. Проектирование меридионального сечения ТНА.

18. Расчет критических частот вращения ротора, описание модели, картина распределения деформаций и напряжений.

19. Расчет радиальных нагрузок на опоры ротора.

20. Расчет долговечности опор ротора.

21. Описание конструкции турбонасосного агрегата.

22. Список используемой литературы.

В качестве приложения к пояснительной записке прикладываются на CD/DVD носителе:

– чертеж общего вида турбонасосного агрегата в масштабе 1:1, выполненный в графическом пакете (Компас, SolidWorks, DWGEditor и т.п.), в соответствии с требованиями ГОСТ 2.118-73, ГОСТ 2.120-73,

– объёмная модель ТНА (сборка и все детали) в двух форматах: в формате программы разработки и в нейтральном формате виде файла Parasolid,

– расчётные файлы моделей в КЭ пакетах (Ansys), макросы на языке APDL, скриншоты.

Стали 12Х18Н10Т, 12Х18Н9Т

Применение	ГОСТ
В механически обработанных, штампованных и сварных конструкциях, работающих в контакте с высоко- и низкокипящими компонентами топлива с температурами до 4 К, продуктами сгорания при температурах до 1000 К.	ГОСТ 5632-72 ГОСТ 5949-75 ГОСТ 7350-77 ГОСТ 5582-75 ГОСТ 4986-79 ГОСТ 9940-81 ГОСТ 9941-81 ГОСТ 18143-72
Примечание: Сталь выплавляют в дуговых электропечах.	

Химический состав, ГОСТ 5632-72

Сталь	Массовая доля компонентов, %								
	C	Si	Mn	Cr	Ni	N	S	P	Fe
12Х18Н10Т	≤0,12	≤0,8	≤2,0	17,0-19,0	9,0-11,0	≤0,020	≤0,035	5 С-0,8	Осн.
12Х18Н9Т	≤0,12	≤0,8	≤2,0	17,0-19,0	8,0-9,5	≤0,020	≤0,035	5 С-0,8	Осн.

Сортамент (в соответствии со специализацией заводов качественной металлургии)

Вид продукции	ГОСТ	Вид продукции	ГОСТ
Лист: толстый	ГОСТ 7350-77	Труба: горячедеформированная холоднодеформированная	ГОСТ 9940-81
тонкий	ГОСТ 5582-75		ГОСТ 9941-81
Лента мягкая	ГОСТ 4986-79	Проволока	ГОСТ 18143-72

Примечание: Рекомендуемый режим термической обработки: закалка с T=1273-1343 К.

Нормированные механические свойства сталей при 293 К

ГОСТ	Вид продукции	$\sigma_{в}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %
		не менее			
ГОСТ 5949-75	Пруток	520(550)	200	40	55
ГОСТ 7350-77	Лист: толстый	530(530)	215(235)	38(38)	-
ГОСТ 5582-75	тонкий	540	200	40	-
ГОСТ 4986-79	Лента мягкая	540	-	35	-
ГОСТ 9940-81	Труба: горячедеформи- рованная	529	216	40	-
ГОСТ 9941-81	холоднодеформи- рованная	549	216	35	-
ГОСТ 18143-72	Проволока	550-900	-	55-90	-

Примечание: В случае различия в свойствах в скобках указаны свойства стали 12Х18Н9Т

Механические свойства стали 12Х18Н9Т при низких и повышенных температурах (пруток Ø 18-25 мм, закалка с 1323 К в воде)

t <sub>исп.</sub> , К	σ, МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
20	1790	600	25	-	1200
77	1610	460	38	56	2000
203	1130	360	40	64	2500
293	620	280	41	63	2500
573	460	200	41	65	-
673	450	180	31	65	-
773	450	180	29	65	-
873	400	180	25	61	-
973	280	160	26	59	-
1073	180	100	35	69	-

Механические свойства стали 12Х18Н9Т при высоких температурах

t <sub>исп.</sub> , К	σ <sub>в</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	n, об
1173	91/84	36,3/34,8	69,6/61,4	2300/2400	-
1273	55/44	43,0/38,3	71,3/68,8	2000/2300	59/-
1373	38/29	37,0/57,5	70,6/74,0	1500/1900	67/19
1423	29/19	49,6/68,0	82,4/82,4	1400/1600	75/21
1473	18/18	76,7/52,6	98,0/72,4	1000/1400	61/13
1523	-	-	-	-	58/16

Примечание. В числителе – содержание δ-феррита в структуре после термической обработки ≤3% в знаменателе – 35-40% (закалка с 1323 К в воде)

Механические свойства стали 12Х18Н10Т в зависимости от степени холодной деформации (лист, исходная термическая обработка: закалка с 1323 К в воде)

Степень обжатия, %	σ <sub>в</sub> , МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %
0	660	290	58
30	950	900	12
60	1330/1880	1200/1530	10/-
70	1250	1150	3

Примечание. В числителе – температура испытания – 293 К; в знаменателе 20 К

**Коррозионная стойкость.** Сталь 12Х18Н10Т и сталь 12Х18Н9Т должны быть стойки против межкристаллитной коррозии. Испытания проводят после провоцирующего нагрева при 923 К в течение 1 ч.

При непрерывной работе стали устойчивы против окисления на воздухе и в атмосфере продуктов сгорания топлива при температуре до 1173 К и при работе в условиях теплосмен до 1073 К.

Стали 12Х18Н10Т и 12Х18Н9Т обладают достаточно высокой жаростойкостью при 873–1073 К.

**Физические свойства.** Плотность –  $7,9 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Модуль упругости –  $18 \cdot 10^4$  МПа при 293 К.

Удельное электросопротивление –  $0,75 \cdot 10^{-6}$  Ом · м при 293 К.

Свойства сталей при низких, повышенных и высоких температурах

$t_{исп}$ , К	$E \cdot 10^{-4}$ , МПа	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\rho \cdot 10^6$ , Ом·м	$c$ , Дж/(кг·К)
20	29,0	2,1	-	-
90	22,5	9,2	-	-
203	21,2	-	-	-
373	-	16,3	0,80	470
473	-	17,6	0,87	495
573	16,2	18,9	0,94	516
673	-	20,5	0,99	546
773	-	21,8	1,05	571

Свойства сталей при низких, повышенных и высоких температурах

$t_{исп}$ , К	$E \cdot 10^{-4}$ , МПа	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\rho \cdot 10^6$ , Ом·м	$c$ , Дж/(кг·К)
873	14,0	23,5	1,09	592
973	12,2	24,7	1,14	613
1073	9,1	26,4	-	-
1173	-	28,5	-	-

Значение температурного коэффициента линейного расширения

$t$ , К	273–293	250–293	190–293	170–193	150–293	130–293
$\alpha \cdot 10^{-6}$ , К <sup>-1</sup>	15,7	15,5	15,0	14,9	14,7	14,3
$t$ , К	110–293	90–293	77–293	50–293	20–293	
$\alpha \cdot 10^{-6}$ , К <sup>-1</sup>	13,9	13,4	13,0	12,2	11,2	

Технологические параметры. Стали 12X18H10T и 12X18H9T обладают хорошей технологичностью при горячей пластической деформации. Однако при горячей обработке необходимо принимать во внимание конкретный химический состав данной плавки, имея в виду содержание феррита. Особые меры предосторожности следует принимать при деформации литого металла. Во избежание образования непоправимых дефектов – рванин рекомендуется слитки сталей 12X18H10T и 12X18H9T при содержании 20 % феррита и более нагревать не выше 1513–1523 К, при содержании 16–19 % – не выше 1528 К и при содержании до 16 % – до 1543 К. Температурный интервал обработки давлением деформированного металла составляет 1453–1123 К. Скорость нагрева и охлаждения не лимитируется.

В холодном состоянии обе стали допускают высокие степени пластической деформации. Для снятия напряжений и улучшения стойкости сварных соединений кроме закалки сварные конструкции подвергают стабилизирующему отжигу при 1123–1173 К.

**Сварка.** Стали 12X18H10T и 12X18H9T хорошо свариваются всеми видами ручной и автоматической сварки.

Сталь 07Х16Н6

Применение	ТУ
Для изготовления штамповарных и паяных конструкций, работающих в интервале температур от 20 до 773 К, в том числе для крепежных деталей с повышенными характеристиками свинчиваемости. Сталь переходного класса	ТУ 14-1-1660-76 ТУ 14-1-182-72 ТУ 14-1-2476-78 ТУ 14-1-763-73 ТУ 14-3-770-78

Примечание. Сталь выплавляется в дуговых печах с последующим электрошлаковым переплавом.

Химический состав, ТУ 14-1-2476-78

Массовая доля компонентов, %							
С	Мп	Si	Cr	Ni	S	P	Fe
0,03-0,09	<0,8	<0,8	15,5-17,5	5,0-8,0	<0,025	<0,030	Основа

Сортамент

Вид продукции	Размеры	ТУ	Завод-изготовитель
Прутки	Ø5-200	ТУ 14-1-1660-76	ОАО «Электросталь» ОАО «Златоустовский метзавод»
Горячекатаный лист	t=4-11,0	ТУ 14-1-182-72	ОАО «Красный октябрь» ОАО «Красный октябрь»
Горячекатаный лист	t=6,0-20	ТУ 14-1-713-73	
Трубы тонкостенные	Ø10-102	ТУ 14-3-770-78	Никопольский завод нержавеющей труб
Поковки	Ø300-500	ТУ 14-1-569-73	ОАО «Днепроспецсталь» ОАО «Электросталь»

Примечание. Рекомендованный режим термообработки: закалка в воде с температуры 1248–1273 К, обработка холодом 203 К с выдержкой в течении 2 ч, отпуск при 623–698 К 1 ч.

Модуль упругости (E), коэффициент теплопроводности ( $\lambda$ ), температурный коэффициент линейного расширения ( $\alpha$ )

$t_{исп}$ , К	$E \cdot 10^{-4}$ , МПа	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$t_{исп}$ , К	$\alpha \cdot 10^{-6}$ , К <sup>-1</sup>
20	-	2,5	20–293	7,5
77	20,5	9,0	77–293	9,2
203	20,8	14,6	203–293	11,1
293	20,1	16,7	215–293	11,2
723	18,3	30,1	293–373	11,3
773	16,2	23,0	293–573	11,7
873	-	25	293–673	12,8
			293–773	12,9

**Нормированные механические свойства при 293 К**

ТУ	Вид продукции	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
ТУ 14-1-205-72	Прутки	1100	900	12	55	700
ТУ 14-1-22-71	Прутки	1200	1000	12	55	900
ТУ 14-1-1660-76	Прутки	1200	1000	12	50	-
ТУ 14-1-2467-78	Лист холоднокатаный	1100	850	12	-	-
ТУ 14-1-182-72	Лист горячекатаный	1150	850	10	-	-
ТУ 14-1-763-73	Лист горячекатаный	1100	850	10	-	-
ТУ 14-3-770-78	Трубы холоднокатаные	1100	900	12	-	-

Механические свойства при низких и повышенных температурах (лист 10 мм, закалка 1123 К, охлаждение на воздухе)

$t_{исп}$ , К	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
20	2150	1730	18	48	1200
77	1900	1400	25	60	850
20	1500	1140	20	67	1040
293	1100	900	22	64	1300
723	1070	850	-	-	-
773	800	700	-	-	-

**Коррозионная стойкость.** Сталь и ее сварные соединения обладают удовлетворительной стойкостью в атмосферных и морских условиях. В морской среде склонна к местной и щелевой коррозии. После термообработки по оптимальному режиму не склонна к МКК и КР.

**Физические свойства.** Плотность -  $7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Теплопроводность -  $0,168 \cdot 10^2$  Вт(м·К) при 293 К.

Удельное электросопротивление –  $0,836 \cdot 10^{-6}$  Ом·м при 293 К.

**Технологические параметры.** Сталь удовлетворительно обрабатывается давлением, температурный интервал деформации 1423– 1073 К, охлаждение после деформации на воздухе. Штампуемость листового материала в холодную удовлетворительная. Для улучшения штампуемости рекомендуется применять нагрев до температуры 1323 К с охлаждением в воде или на воздухе.

Для улучшения механической обработки рекомендуется отжиг 1053 К, выдержка 1,5 ч, охлаждение на воздухе или с печью плюс отпуск при 953 К, выдержка 1,5 ч, охлаждение на воздухе, для массивных деталей время выдержки увеличивается соответственно размеру сечений.

**Сварка.** Сталь обладает хорошей технологичностью при сварке и имеет удовлетворительную стойкость против образования горячих трещин, не требует обязательной термообработки после сварки для предупреждения холодных трещин.

Сплав ХН43БМТЮ

Применение	ТУ
Для изготовления высоконагруженных штамповарных, литосварных и паяных узлов ракетных двигателей, работающих в интервале температур от 77–973 К. Сплав экономнолегирован никелем, молибденом, не содержит вольфрама. Более технологичен при сварке, деформации и механической обработке, чем широко применяемый в аналогичных условиях никелевый сплав ХН67МВТЮ (ЭП202). По литейным характеристикам аналогичен сплаву ЭП202Л	ТУ 14-1-3817-83 ТУ 14-1-3618-83 ТУ 14-1-4155-86 ТУ 14-1-4352-87

Примечание. Сплав выплавляется в открытых или вакуумно-индукционных печах с последующим вакуумно-дуговым переплавом.

Химический состав, ТУ 14-1-3618-83

Массовая доля компонентов, %					
С	Si	Mn	Ni	Cr	Nb
0,03-0,07	≤0,5	≤0,6	42-45	13-15	2,3-2,8
Mo	Ti	Al	S	P	Fe
1,0-2,0	1,5-2,0	0,2-1,0	≤0,01	≤0,01	Основа

Сортамент

Вид продукции	Размеры, мм	ТУ	Завод-изготовитель
Прутки: Горячекатаный круглый. квадратный	Ø □ 5–200	ТУ 14-1-3618-83	ОАО «Электросталь»
Лист: горячекатаный холоднокатаный	δ= 4,0-20,0 δ= 1,0-3,9	ТУ 14-1-4352-87 ТУ 14-1-4155-86	ОАО «Ашинский метзавод» ОАО «Ашинский метзавод»
Поковка: круглая. квадратная	Ø □ 5–200	ТУ 14-1-3617-83	ОАО «Электросталь»

Примечание. Рекомендуемый режим термической обработки сплава: закалка с 1293±10 К, 2 ч. охлаждение на воздухе, двойное старение 1023 К, 8 ч. охлаждение на воздухе, 923 К, 8ч. охлаждение на воздухе.

Нормированные механические свойства при 293 К

ТУ	Вид продукции	σ <sub>..</sub>	σ <sub>0,2</sub>	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %
		МПа	МПа	не менее	
ТУ 14-1-3618-83	Прутки	1130	740	18	30
ТУ 14-1-3617-83	Поковка	1130	740	18	30
ТУ 14-1-4352-87	Лист горячекатаный	1130	830	15	20
ТУ 14-1-4155-86	Лист холоднокатаный	1130	790	15	-

Механические свойства при низких и повышенных температурах (лист, пруток – закалка с 1293 К с двойным старением)

t <sub>исп</sub> , К	σ, МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
77	1370	930	15	20	590
293	1180	880	20	25	590
873	1030	760	20	25	590
923	980	710	20	25	590
973	880	690	15	20	590
1023	690	640	15	20	-
1073	490	440	12	12	-

Свойства сварных соединений при повышенных температурах (присадка ЭП367, аргоно-дуговая сварка)

t <sub>исп</sub> , К	Без термообработки		Закалка + старение		Старение	
	σ, МПа	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	σ, МПа	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	σ, МПа	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
223	-	175	-	200	-	200
293	680	180	1070	200	1070	200
873	570	-	890	-	880	-
973	510	158	800	340	810	350
1073	450	-	510	-	480	-

Механические свойства металла после технологических нагревов, имитирующих пайку (пруток)

Режим пайки. Термообработка после пайки	t <sub>исп</sub> , К	Механические свойства				
		σ, МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
1473 К, 40 мин охлаждение на воздухе, двойное старение	293	1030	690	15	-	490
	973	700	550	25	30	600
1473 К, 40 мин охлаждение на воздухе, закалка, двойное старение	293	1180	880	14	-	590
	973	780	600	18	25	590
1518 К, 20 мин охлаждение на воздухе, закалка, двойное старение	293	1030	590	30	35	1080
	973	720	540	11	15	-

**Коррозионная стойкость.** Сплав имеет высокую коррозионную стойкость в условиях, имитирующих сельскую, промышленную и морскую атмосферы, а также в азотном тетроксиде, не склонен к коррозии под напряжением в указанных средах и к межкристаллитной коррозии после провоцирующих нагревов в интервале температур 923–1073 К.

**Физические свойства.** Плотность –  $8,11 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Теплопроводность при 293 К –  $0,086 \cdot 10^2$  Вт/(м·К).

Удельное электросопротивление при 293 К –  $1,08 \cdot 10^{-6}$  Ом·м

Коэффициент теплопроводности ( $\lambda$ ), температурный коэффициент  
линейного расширения ( $\alpha$ )

$t_{исп}$ , К	$\lambda$ , Вт/(м·К)		$t_{исп}$ , К	$\alpha \cdot 10^{-6}$ , К <sup>-1</sup>
373	8,8		293-373	12,4
473	10,2		293-473	13,2
573	11,1		293-573	13,9
673	12,0		293-673	14,6
773	13,0		293-773	15,0
873	14,7		293-873	15,6
973	18,2		293-973	16,3
1073	21,8		293-1073	16,6

**Технологические параметры.** Температурный интервал деформации при ковке, прокатке и штамповке 1443–1173 К.

Сплав удовлетворительно обрабатывается резанием. Сплав в деформированном и литом состояниях обладает удовлетворительными свойствами при аргонно-дуговой сварке неплавящимися и плавящимися электродами.

Особенность сплава - высокая стойкость сварных соединений против образования трещин при нагреве в интервале температур старения.

Для получения повышенных вязких свойств металла шва сварных соединений рекомендуется закалку выполнять с температур 1293–1313 К.

Сплав в деформированном состоянии удовлетворительно паяется в вакууме 1,33-0,133 Па и в среде аргона. Для подготовки поверхности под пайку используются электрополирование или никелирование.

Сплав ХН55МБЮ

Применение	ТУ
Для изготовления штампованных и паяных изделий, работающих при температурах от 20 до 1023 К, а также в качестве высокопрочного коррозионностойкого материала в окислительных средах	ТУ 14-1-2606-79
	ТУ 14-1-2692-79
	ТУ 14-1-3490-82
	ТУ 14-1-2702-79
	ТУ 14-1-3191-81

Примечание. Сплав выплавляют в открытых индукционных и дуговых печах, а также; подвергают вакуумно-дуговому переплаву

Химический состав, ТУ 14-1-2606-79

Массовая доля компонентов, %											
С	Si	Мп	Cr	Mo	Nb	Al	Fe	S	P	Ce	Ni
≤0,06	≤0,5	0,4-0,8	18-20	8,5- 10,0	1,5-2,5	1,2-1,8	10,5- 15,0	≤0,015	≤0,015	0,01-0,2	Основа

Сортамент

Вид продукции	Размеры, мм	ТУ	Завод-изготовитель
Прутки: горячекатаный круглый	Ø10-55, L ≥ 500	ТУ 14-1-2606-79	ОАО «Электросталь» ОАО «Мечел»
Поковка	Ø210-250	ТУ 14-1-2692-79	ОАО «Электросталь» ОАО «Мечел»
Лист: горячекатаный	4-8x1000x2000	ТУ 14-1-3191-81	ОАО «Ашинский метзавод»
	9-16x1000x1800-800	ТУ 14-1-2702-79	
холоднокатаный	1.5-3.9x1000x2000	ТУ 14-1-1887-76	
	1-3x700x1200-1420	ТУ 14-1-3490-82	

**Структура.** После закалки с 1373–523 К структура представляет собой γ– твердый раствор с отдельными частицами карбидной фазы типа M<sub>6</sub>C, расположенными внутри зерна. Твердость в закаленном состоянии 170-190 НВ. Нагрев сплава в интервале температур старения при 873– 1073 К повышает его твердость до 290 НВ. Дисперсионное твердение происходит за счет выделения из пересыщенного твердого раствора дисперсных частиц интерметаллидной γ'-фазы типа Ni<sub>3</sub>(Nb, Al).

Нормированные механические свойства при 293 К (термическая обработка: закалка с 1323 К + старение при 1023 К в течение 15 ч, охлаждение с печью до 933 К, выдержка 10 ч, охлаждение на воздухе)

ТУ	Вид продукции	$\sigma_{\text{в}}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %
		не менее			
ТУ 14-1-2606-79	Пруток	950 1050*	550 600*	17 20*	30
ТУ 14-1-2692-79	Поковка	1050*	600*	25*	-
ТУ 14-1-3191-81	Лист горячекатаный	1029	588	20	-
ТУ 14-1-2702-79	Лист холоднокатаный	1050	700	20	-
ТУ 14-1-1887-76		1100	600	20	-

\*Металл ВДП.

Механические свойства при высоких температурах (пруток Ø 20 мм, горячекатаное состояние)

$t_{\text{исп}}$ , К	$\sigma_{\text{в}}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	n, об
873	845	540	24	28	-	-
973	735	510	24	34	-	-
1073	450	410	28	62	1470	-
1173	225	210	> 100	> 90	-	-
1273	117	111	118	88	1500	10
1373	61	53	101	84	2310	12,8
1473	41	29	> 100	84	3270	16,8
1523	-	-	-	-	2680	18,0

Механические свойства при низких температурах (пруток Ø 16 мм; термическая обработка - закалка с 1253 К + старение при 1003 К в течение 15 ч, охлаждение с печью до 923 К, выдержка 10 ч, охлаждение на воздухе)

$t_{\text{исп}}$ , К	$\sigma_{\text{в}}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{\text{в}}^{\text{H}^*1}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	КСТ <sup>*2</sup> , кДж/м <sup>2</sup>
293	1210	850	1150	24	48	800	600	500
77	1520	1080	1410	22	42	600	600	400
20	1590	1150	1430	19	36	600	500	300
4	550	1160	-	16	-	800	-	400

\*1  $\sigma_{\text{в}}^{\text{H}}$ , МПа – сопротивление разрыву на образцах с надрезом

\*2 КСТ, кДж/м<sup>2</sup> – ударная вязкость на образцах с усталостной трещиной.

Механические свойства при 293 К в зависимости от степени холодной деформации (лист 8 = 2 мм, исходное состояние - закалка перед холодной деформацией с 1323 К, 5 мин, охлаждение в воде)

Степень обжатия, %	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %
0	860	390	51
15	990	870	28
22	1120	1060	14
28	1210	1170	13
50	1375	1260	10
60	1470	1350	4,5

Характеристики кратковременной жаропрочности (прутки 0 16 мм; термическая обработка - закалка с 1253 К, 1 ч, на воздухе + старение при 1003 К, 15 ч, охлаждение с печью до 923 К, 10 ч, охлаждение на воздухе)

$t_{исп}$ , К	Время до разрушения, мин.	Длительная прочность при растяжении, МПа	Предел ползучести при 1% общей деформации, МПа
973	15	660	430
	30	620	420
	60	600	410
	120	460	390
1023	15	530	-
	30	490	-
	60	430	-
	120	320	260
1073	15	290	190
	30	270	180
	60	250	160
	120	150	120

Значение модуля упругости (E), модуля сдвига (G) и коэффициента Пуассона ( $\nu$ ) в зависимости от температуры

$t_{исп}$ , К	$E \cdot 10^{-4}$ , МПа	$G \cdot 10^{-4}$ , МПа	$\nu$
1073	14,7	-	-
973	16,0	-	-
873	16,8	-	-
773	17,4	-	-
2963	20,6	7,8	0,310
77	21,8	8,3	0,303
20	22,2	8,5	0,300

Значения теплопроводности ( $\lambda$ ), удельной теплоемкости (С), удельного электросопротивления ( $\rho$ ), температурного коэффициента линейного расширения ( $\alpha$ )

$t_{\text{исп}}$ , К	$\lambda$ , Вт/(м К)	С, Дж/(кг К)	$\rho \cdot 10^6$ , Ом · м	t, К	$\alpha \cdot 10^6$ , К <sup>-1</sup>
20	0,19	-	-	20-293	10,0
273	-	1,23	-	273-293	15,1
293	0,145	435	1,24	-	-
373	-	-	1,27	293-373	13,9
773	0,174	-	1,32	-	-
973	0,20	-	1,32	-	-

**Физические свойства.** Плотность -  $8,8 \cdot 10^3$  кг /м<sup>3</sup>.

**Коррозионная стойкость.** Сплав обладает высокой коррозионной стойкостью (1-й балл) в водном конденсате, морской воде, в азотной кислоте при 293 и 353 К, в серной кислоте концентрацией до 37 % при 293 и 353 К, в уксусной кислоте концентрацией до 50 % при 353 К. Сплав стоек против охрупчивания в газообразном водороде.

**Технологические параметры.** Сплав удовлетворительно деформируется в холодном и горячем состояниях. Температурный интервал горячей деформации 1423–1173 К. Коэффициент вытяжки ( $K_B$ ) в холодном состоянии, определенный на листе толщиной 1,5 мм после закалки с 1253 К, составляет 1,9.

**Сварка.** Сплав обладает достаточно высокой стойкостью против образования трещин при сварке и термической обработке сварных соединений. Особенностью сплава является удовлетворительная технологичность при сварке с жаропрочными сплавами на медной основе и с нержавеющими сталями. Может подвергаться пайке. При пайке медьсодержащими припоями в напряженном состоянии не подвержен хрупкому разрушению. Сплав характеризуется достаточно высокой стойкостью против образования горячих трещин и растрескивания сварных соединений. Сварные соединения могут эксплуатироваться без термической обработки после сварки. Особенностью сплава является высокая технологичность при сварке с жаропрочными сплавами на медной основе и с нержавеющими сталями.

Сплав подвергается также пайке. При пайке медьсодержащими припоями в напряженном состоянии не подвержен хрупкому разрушению.

Сплав ХН58МБЮД

Применение	ТУ
Для изготовления высоко нагруженных штамповарных конструкций, работающих в интервале температур от 20 до 1023 К в условиях воздействия водорода при повышенном давлении	ТУ 14-1-4228-87
	ТУ 14-1-5045-91
	ТУ 14-1-4381-87
	ТУ 14-1-4064-86
	ТУ 14-1-4406-88
	ТУ 14-1-4025-85

Примечание. Сплав выплавляют в открытых индукционных печах с последующим вакуумно-дуговым переплавом и вакуумно-индукционных печах с последующим вакуумно-дуговым переплавом.

Химический состав, ТУ 14-1-5045-91

Массовая доля компонентов, %							
C	Si	Mn	Cr	Mo	Nb	Al	Fe
≤0,05	≤0,5	≤0,7	14,5-18,5	3,0-5,0	4,0-5,5	0,5-1,3	12,0-16,0
S	P	Cu	V	Zr	Ti	Ni	
≤0,015	≤0,015	0,1-1,0	0,3-0,6	≤0,1	0,2-1,0	Основа	

Сортамент

Вид продукции	Размеры, мм	ТУ	Завод-изготовитель
Прутки: горячекатаный кованый	Ø 20-55, L > 500	ТУ 14-1-5045-91	ОАО «Электросталь»
	Ø 60-180, L ≥ 500		
Поковка	Ø 180-200, L ≥ 500	ТУ 14-1-4228-87	ОАО «Электросталь»
	Ø 205-450	ТУ 14-1-4025-85	
Лист: горячекатаный	4,0-20,0x710-1000x800-1300	ТУ 14-1-4064-86	ОАО «Ашинский метзавод»
	0,8-3,9x710-1000x1420-2000	ТУ 14-1-4381-87	
Лента холоднокатаная	0,2-1,2x400	ТУ 14-1-4406-88	ОАО «Серп и Молот»

**Структура.** При кристаллизации слитка в металле образуются карбиды и карбонитриды ниобия и титана. После закалки с 980° С формируется твердый  $\gamma$ -раствор с размером зерна 6-8 мкм. По границам зерен наблюдаются выделения карбидной фазы  $M_6C$  сложного состава. При увеличении температуры закалки до 1453 К размер зерна  $\gamma$ -твердого раствора увеличивается до 100-110 мкм. При последующем нагреве закаленного сплава в интервале температур 973–1073 К происходят старение и упрочнение, максимум которых соответствует 973 К. Из пересыщенного  $\gamma$ -твердого раствора выделяются дисперсные интерметаллидные фазы типа  $\gamma'$ - $Ni_3$ , (Al, Ti) и  $\gamma''$ - $Ni_3$  (Nb, Al) с орторомбической решеткой. Размер упрочняющих интерметаллидных частиц после 15-часового старения составляет 60-130 А ( $\gamma'$ ) и 100-140 А ( $\gamma''$ ).

Морфология частиц, упрочняющих фаз в основном стержневидная. Увеличение времени старения до 100 ч приводит к увеличению размеров частиц упрочняющих фаз и частичному срыву когерентности.

Наличие большого количества межфазных границ, обусловленных «пластинчатой» морфологией упрочняющих фаз, становится причиной повышенной стойкости сплава против водородного охрупчивания ввиду малой концентрации водорода на границах.

Нормированные механические свойства при 293 К (термическая обработка: закалка 1253 К, 1 ч, воздух + старение 1003 К, 15 ч + старение 923 К, 10 ч)

ТУ	Вид продукции	$\sigma_{\dots}$	$\sigma_{\dots}$	$\delta_5, \%$	$\psi, \%$	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
		МПа	МПа	не менее		
ТУ 14-1-5045-91	Пруток	1180	885	20	40	580
	Пруток при 1023 К	670	539	5	12	-
ТУ 14-1-4381-87	Лист холоднокатаный	1176	882	12,0	-	-
ТУ 14-1-4064-86	Лист горячекатаный	1176	882	12,0	-	-
ТУ 14-1-4406-88	Лента	1260	-	20,0	-	-
ТУ 14-1-4025-85	Поковки	1176	882	15,0	25	-
ТУ 14-1-4228-87	Поковки	1230	980	20	20	490

Механические свойства при высоких температурах (пруток Ø 90 мм, горячекатаный)

$t_{\text{исп}},$ К	$\sigma_{\dots}$ МПа	$\sigma_{0,2},$ МПа	$\delta_5, \%$	$\psi, \%$	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	n, об	$\sigma_B^H,$ МПа	$\psi^H, \%$
873	1050	710	31	48	-	-	1300	11.0
973	943	647	17	19	-	-	1100	12.0
1023	720	550	12	15	-	-	1000	9.0
1073	600	460	15	20	-	-	730	12.0
1173	240	218	65	100	1800	14.8	-	-
1273	120	114	66	100	2500	15	-	-
1393	75	66	50	100	1200	12,5	-	-
1413	60	53	40	100	1000	-	-	-
1433	60	52	52	95	1000	8,5	-	-
1453	49	44	50	74	1000	-	-	-
1473	48	43	48	51	1000	4,9	-	-

Механические свойства при температурах от 293 до 20 К (пруток Ø 16 мм, термическая обработка: закалка с 1253 К, 1 ч, воздух + старение при 1003 К, 15 ч)

$t_{\text{исп}},$ К	$\sigma_{\dots}$ МПа	$\sigma_{0,2},$ МПа	$\delta_5, \%$	$\psi, \%$	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	$\sigma_B^H,$ МПа	$\psi^H, \%$
293	1314	883	32	49	1200	900	1260	9,0
77	1624	948	32	46	1200	900	1600	8,9
20	1710	1240	32	46	1100	900	-	-

Механические свойства в зависимости от температуры закалки и продолжительности старения (пруток Ø 16 мм)

Термическая обработка	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %
Закалка 1253 К, 1 ч, вода	958	549	49	63
Закалка 1373 К, 1 ч, вода	807	386	65	71
Закалка 1473 К, 1 ч, вода	740	367	74	68
Закалка 1373 К, 1 ч + 973 К, 5 ч, воздух	1037	669	53	52
Закалка 1373 К, 1 ч + 973 К, 15 ч, воздух	1129	842	39	36
Закалка 1373 К, 1 ч + 973 К, 50 ч, воздух	1196	951	30	33
Закалка 1373 К, 1 ч + 973 К, 100 ч, воздух	1227	992	31	33

Механические свойства холоднокатаного проката в зависимости от степени холодной деформации (лист толщиной 2 мм)

Степень деформации, %	Термическая обработка	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %
0	Закалка 1323 К, 10 мин, вода	800	370	62
	Закалка 1353 К, 10 мин, вода	790	350	63
	Закалка 1373 К, 10 мин, вода	760	320	68
34	Закалка 1323 К, 10 мин, вода	806	370	60
	Закалка 1353 К, 10 мин, вода	765	340	62
	Закалка 1373 К, 10 мин, вода	770	330	64
65	Без термообработки	1295	1240	10
	Закалка 1323 К, 10 мин, вода	850	380	50
	Закалка 1353 К, 10 мин, вода	790	330	53
	Закалка 1373 К, 10 мин, вода	805	330	55
83	Без термообработки	1480	1330	4,7
	Закалка 1323 К, 10 мин, вода	900	410	46
	Закалка 1323 К, 10 мин, вода + 973 К, 15 ч, воздух	1310	860	36
	Закалка 1353 К, 10 мин, вода	790	320	48
	Закалка 1353 К, 10 мин, вода + 973 К, 15 ч, воздух	1090	640	38
	Закалка 1373 К, 10 мин, вода	820	340	50
	Закалка 1373 К, 10 мин, вода + 973 К, 15 ч, воздух	1070	590	37

Механические свойства при испытании в среде азота и водорода под давлением (пруток Ø 20 мм, термическая обработка: закалка с 1253 К, 1 ч, воздух + старение при 1023 К, 15 ч, охлаждение с печью до 923 К, 10 ч, воздух)

Азот			Водород, $p = 110$ атм			Водород, $p = 650$ атм		
$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %
1370	1130	21	1360	1130	21	1310	1120	9

Кратковременная прочность и жаропрочность при 1023 К (термическая обработка: закалка 1253 К, 1 ч, воздух + 1003 К, 15 ч, охлаждение с печью до 923 К, 10 ч, воздух)

Сортамент	Выплавка	Механические свойства при 1023 К			Жаропрочность при 1023 К ( $\sigma = 510$ МПа)
		$\sigma_{-}$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	ч, мин
Прутки $\varnothing$ 60 мм	ИД	811-864	655-706	12,4-14,8	5,30-6,40
Прутки $\varnothing$ 120 мм	ВД	1012	722	24,8	14,20
	ИД	798	707	10,0	2,15
Поковка $\varnothing$ 210 мм  (испытание в перекованном $\varnothing$ 90 мм)					

**Физические свойства.** Плотность -  $8,26 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Температура солидус - 1264 °С.

Температура ликвидус – 1610 К.

Модуль упругости при 293 К -  $20,6 \cdot 10^4$  МПа

Значения коэффициента линейного расширения ( $\alpha$ ), коэффициента теплопроводности ( $\lambda$ ), удельной теплоемкости ( $C_p$ ), удельного электросопротивления ( $\rho$ )

$t_{\text{норм}}$ , К	$\alpha \cdot 10^6$ , К <sup>-1</sup>	$t_{\text{норм}}$ , °С	$\lambda$ , Вт/(м К)	$C_p$ , Дж/(кг К)	$\rho \cdot 10^{-6}$ , Ом · м
293–373	9,4	323	0,112	370	1,39
293–473	13,2	373	0,120	450	1,40
293–573	15,0	473	0,135	470	1,42
293–673	15,5	573	0,151	480	1,44
293–773	15,6	673	0,168	490	1,46
293–873	15,7	773	0,184	490	1,48
293–973	16,02	873	0,219	560	1,50
293–1073	17,03	973	0,264	660	1,50
-	-	1073	0,284	710	-

**Технологические параметры.** Сплав удовлетворительно деформируется в горячем и холодном состояниях. Температурный интервал горячей деформации: при прессовании 1423 +20 К – 1173 К; при ковке на молотах 1393 +20 К – 1173 К. Температура печи при посадке литых заготовок – не выше 1023 К. Термическая обработка: закалка 1253 К, 1 ч, воздух + старение 1003 К, 15 ч + старение 903 К, 10 ч, воздух. Режим термической обработки со ступенчатым старением позволяет получать с

вероятностью 95,4 % уровень прочности  $\sigma_b = 1121-1397$  МПа,  $\sigma_{0,2} = 810-1150$  МПа и пластичность  $\delta = 26-43$  % в зависимости от сортамента металлургических полуфабрикатов. Глубина сферической лунки при вытяжке листа толщиной 1 мм пуансоном с  $R = 10$  мм составляет 10,5 мм.

**Коррозионная стойкость.** Сплав обладает высокой коррозионной стойкостью (1-й балл) в водном конденсате, морской воде, растворах (10– 50 %) азотной кислоты. Сплав стоек против охрупчивания в газообразном водороде в температурном интервале 293–348 К при повышенном давлении. Длительная прочность сплава при 1023 К одинакова для вакуума и среды водорода.

**Сварка.** Сплав удовлетворительно сваривается аргонно-дуговой сваркой вольфрамовым и плавящимся электродами, а также электронно-лучевой сваркой.

Сплав достаточно стоек против образования трещин при сварке и термической обработке. Сплав удовлетворительно паяется высокотемпературными припоями (в вакууме, в среде инертного газа).

Свойства сварных соединений (толщина листа 15 мм)

Способ сварки	Термическая обработка	Условия испытаний	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_b^H$ , МПа	$\frac{\sigma_b^H}{\sigma_b}$ , %	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
Аргонно-дуговая, проволокой Св-02Х15Н65МЗВЗТЮ (ЭП642)	Закалка 1253 К, 1 ч, воздух + 1003 К 15 ч, охлаждение с печью до 923 К, 10 ч, воздух	На воздухе при 293 К	1230	1060	1700	1,47	0	10	
		В газообразном водороде при 293 К и давлении 11 МПа	1170	1050	1460	1,35	5	7	
Аргонно-дуговая, вольфрамовым электродом	Закалка 1253 К, 1 ч, воздух + 1003 К 15 ч, охлаждение с печью до 923 К, 10 ч, воздух	20 К	1560	-	-	-			770
		77 К	1510	-	-	-			750
		293 К	1240	-	-	-			900
		873 К	1010	-	-	-			-
		973 К	890	-	-	-			-
		1023 К	730	-	-	-			-
1073 К	540	-	-	-			-		

Сталь 07Х25Н16АГ6Ф

Применение	ГОСТ, ТУ
Для изготовления штампованных конструкций сложной формы с рабочей температурой от 20 до 1123 К	ГОСТ 5632-72 ТУ 14-1-3109-81 ТУ 14-1-911-74 ТУ 14-1-1644-76 ТУ 14-1-1731-76

Примечание. Сталь выплавляют в открытых электропечах или с последующим электрошлаковым переплавом.

Химический состав, ГОСТ 5632-72

Массовая доля компонентов, %					
C	Si	Mn	Cr	Ni	V
≤0,07	≤0,6	5,0-7,0	23,0-26,0	14,0-18,0	0,2-0,5
N	Ce	S	P	Fe	
0,30-0,45	≤0,2	≤0,15	≤0,035	Основа	

Сортамент

Вид продукции	Размеры, мм	ТУ	Завод-изготовитель
Пруток: горячекатаный круглый	Ø10-180	ТУ 14-1-3109-81 ТУ 14-1-911-74	ОАО «Электросталь»
кованный круглый	Ø10-180	ТУ 14-1-3109-81	
Лист: горячекатаный	δ=3,0-3,9	ТУ 14-1-1644-76	ОАО «Серп и Молот»
холоднокатаный	δ = 4,0-11,0	ТУ 14-1-1731-76	ОАО «Апшинский метзавод»
	δ = 0,8-3,0	ТУ 14-1-1644-76	ОАО «Серп и Молот»

Примечание. Рекомендуемый режим термической обработки: по ТУ 14-1-911-74, ТУ 14-1-1644-76 – закалка с 1323–1423 К; по ТУ 14-1-1731-76 – закалка с 1323–1373 К; охлаждение на воздухе или в воде.

Нормированные механические свойства при 293 К

ТУ	Вид продукции	σ <sub>B</sub> , МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %
		не менее			
ТУ 14-1-911-74	Пруток	740	345	40	45
ТУ 14-1-3109-81		740	345	40	45
ТУ 14-1-1731-76	Лист толстый	740	345	35	..
ТУ 14-1-1644-76	Лист тонкий	740	345	25 (δ <sub>4</sub> )	-

**Механические свойства прутка (листа) при 293 К и повышенных температурах (закалка с 1423 К на воздухе)**

t, К	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{0,01}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
293	760 (780)	345 (345)	65 (55)	78	3800 (2500)
873	470(470)	177(196)	45 (32)	52	-
973	360 (390)	147 (-)	25(16)	28	-
1073	260 (290)	127(147)	21 (16)	21	-
1123	220 (250)	118(167)	27(15)	26	3300

**Жаростойкость. Скорость окисления в атмосфере спокойного воздуха**

t <sub>исп</sub> , К	1123
v <sub>ок</sub> , мм/год	0,1-0,2

**Физические свойства.**

Плотность -  $7,83 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Модуль нормальной упругости -  $19,3 \cdot 10^4$  МПа.

**Коэффициент теплопроводности ( $\lambda$ ), температурный коэффициент линейного расширения ( $\alpha$ )**

t <sub>исп</sub> , К	$\lambda$ , Вт/(м К)	Температурный интервал, К	$\alpha \cdot 10^6$ , К <sup>-1</sup>
373	15,1	293–373	16,2
473	16,3	293–473	16,6
573	17,6	293–573	16,8
673	19,3	293–673	17,4
773	20,9	293–773	18,0
873	22,2	293–873	18,3
973	23,9	293–973	18,5
1073	25,6	-	-

**Технологические параметры.** Температура началаковки 1433 К, конца – 1173 К. Рекомендуемый режим термической обработки: закалка с 1323–1423 К на воздухе или в воде.

Сталь сваривается всеми видами сварки.

Сплав ХН65ВБ (ЭК64)

Применение	ТУ
Применяют для деталей штампованных конструкций сложной формы с рабочей температурой от 77 до 1473 К.	ТУ 14-1-3825-84 ТУ 14-1-3929-85 ТУ 14-1-3930-85

Примечание: Сплав выплавляют в открытых электропечах, возможен вакуумно-дуговой или плазменно-дуговой переплав

Химический состав, ТУ 14-1-3825-84

Массовая доля компонентов, %					
C	Si	Mn	Cr	W	Nb
≤0,08	≤0,6	≤1,0	24,0-26,0	3,0-4,0	0,6-12
Fe	La	S	P	Ni	
≤4,0	≤0,1	≤0,01	≤0,01	Основа	

Сортамент

Вид продукции	Размеры, мм	ТУ	Завод-изготовитель
Пруток: горячекатаный круглый кованый круглый квадратный	Ø 16-55 Ø 60-120 □ 60-120	ТУ 14-1-3825-84	ОАО «Электросталь»
Лист: горячекатаный холоднокатаный	δ = 2,0-3,9 δ = 0,8-3,0	ТУ 14-1-3929-85	ОАО «Серп и Молот»
Лента холоднокатаная	δ = 0,2-1,2	ТУ 14-1-3930-85	ОАО «Серп и Молот»

Примечание. Рекомендуемый режим термической обработки сплава: закалка 1423–1453 К охлаждение на воздухе.

Значения температурного коэффициента линейного расширения α

Температурный интервал, К	$\alpha \cdot 10^6, \text{K}^{-1}$
293–373	13,2
293–473	13,7
293–573	14,2
293–673	14,4
293–773	15,0
293–873	15,6
293–973	16,2
293–1073	16,4
293–1173	17,2
293–1273	17,7

### Нормированные механические свойства при 293 К

ТУ	Вид продукции	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %
		не менее			
ТУ 14-1-3825-84	Пруток	По согласованию			
ТУ 14-1-3929-85	Лист	800	365	40	-
ТУ 14-1-3930-85	Лента	800	-	30	-

### Механические свойства при различных температурах

листы, закалка 1473 К, охлаждение на воздухе					
$t_{исп}$ , К	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
293	840	400	39,9	36,7	-
1173	220	206	88,3	91,2	-
1273	130	98	85,1	94,7	-
1373	80	69	84,7	79,7	-
1473	50	29	90,8	79,2	-
прутки, закалка 1423-1473 К, охлаждение на воздухе					
$t_{исп}$ , К	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
293	840	360	39	60	2060
1173	220	300	28	60	2940
1273	130	-	29	64	2940
1373	80	-	31	62	2940
1473	40	25	35	57	-

### Жаростойкость сплава в атмосфере спокойного воздуха

$\tau$	Увеличение массы, г/м <sup>2</sup> , при $t$ , К	
	1473	1523
15 мин	10	17
30 мин	12	21
1 ч	17	26
5 ч	22,9	-
10 ч	29,3	-

### Пределы длительной прочности сплава (термическая обработка: закалка с 1453 К на воздухе), МПа

$t_{исп}$ , К	$\sigma_1$	$\sigma_5$	$\sigma_{10}$
1073	235	181	162
1173	118	88	78
1273	70	52	46
1373	33	23	20

### Физические свойства.

Плотность  $-8,40 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

**Технологические параметры.** Сплав деформируют в горячем и холодном состояниях. Температурный интервал горячей деформации 1143–1123 К. Холодная деформация сплава в закаленном состоянии.

Сплав удовлетворительно сваривается всеми видами сварки.

## Приложение И

### Сталь 03X9K14H6M3Д (ЭП921)

Применение	ТУ
Для изготовления сварных тяжело нагруженных деталей и конструкций при температуре от 673 до 773 К при воздействии слабоагрессивных сред; обладает высокой эрозионной стойкостью (износостойкие клапаны запорных узлов кислородных установок), корпуса турбин ТНА	ТУ 14-1-1785-76 ТУ 14-1-3049-80 ТУ 14-1-2070-77 ТУ 14-1-2071-77

Примечание: Примечание. Сталь выплавляют в открытых индукционных печах, а также методами ВДП и ЭСП.

### Химический состав, ТУ 14-1-1785-76

Массовая доля компонентов, %					
С	Si	Mn	Cr	Co	Ni
≤0,03	≤0,1	0,2-0,6	8,5-9,5	13,0-14,0	6,0-7,0
Mo	Cu	V	Fe	S	P
3,0-4,0	1,0-1,5	0,1-0,25	Основа	≤0,01	≤0,01

### Сортамент

ВИД продукции	Размеры, мм	ТУ	Завод-изготовитель
Прутки: горячекатаный круглый квадратный прессованный круглый	Ø 35-180 □ 35-80	ТУ 14-1-1785-76	ОАО «Электросталь»
	Ø 80- 200(ВДП) Ø 80-150(ЭСП)	ТУ 14-1-3049-80	
Лист: горячекатаный холоднокатаный	3-16x710-1000×1000-2000	ТУ 14-1-2070-77	ОАО «Ашинский метзавод»
	1,5-3,0 × до 1000 × до 2000	ТУ 14-1-2071-77	

Примечание. Рекомендуемый режим термической обработки: закалка с 1133–1153 К, 1 ч., в воде + закалка с 1003±10 К, 1 ч., в воде + старение при 813-823 К, 3 ч.

### Нормированные механические свойства при 293 К

ТУ	Вид продукции	σ <sub>в</sub> , МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %
		не менее			
ТУ 14-1-2070-77	Лист горячекатаный	1300	1200	15	60
ТУ 14-1-2071-77	Лист холоднокатаный	1400	1300	15	-

Примечание. Для прутков свойства не нормируются

Механические свойства при низких и повышенных температурах  
(горячекатаный пруток Ø 140 мм)

t <sub>испыт.</sub> , К	σ <sub>р</sub> , МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
20	2050	1710	10,5	11,0	450
77	1957	1497	12,2	13,0	720
173	1650	1290	20,2	55,3	740
203	1553	1253	22,0	60,3	830
293	1380	1200	22,7	61,7	1000
373	1010	920	10,0	56,0	1900
473	1060	920	9,0	56,0	1600
573	1040	870	8,0	55,0	1500
673	1070	950	11,0	53,0	1100
773	1100	1010	18,0	47,0	900
873	580	520	25,0	76,0	1200

Механические свойства при высоких температурах (горячекатаный пруток  
Ø 140 мм)

t <sub>испыт.</sub> , К	σ <sub>р</sub> , МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	n, об
1073	300	130	20	40	2100	-
1173	120	100	50	62	2600	14,0
1273	50	37	50	52	2100	11,5
1373	44	35	50	50	1600	11,1
1473	33	26	50	50	1400	11,0
1523	-	-	-	-	1200	11,0

Механические свойства при 293 К в зависимости от степени холодной деформации (лист 3,0 мм, закалка перед холодной деформацией с 1153 К, 20 мин, воздух)

Степень обжатия, %	σ <sub>р</sub> , МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %
0	1402	1316	16,8
10	1454	1316	14,1
30	1539	1316	7,1
40	1610	1541	6,3
60	1682	1625	5,1

**Коррозионная стойкость.** Скорость коррозии стали после термической обработки на максимальную прочность σ<sub>0,2</sub> = 1400 МПа (закалка с 1153 К, 1 ч, в воде + старение при 773 К, 5 ч) после испытания в течение 15000 ч составляет: 0,4 мм /год - в водопроводной воде; 0,8 мм /год - в 3%-ном растворе NaCl.

**Физические свойства.** Плотность - 7,85·10<sup>3</sup> кг /м<sup>3</sup>.

**Температурный коэффициент линейного расширения  $\alpha$**

t, К	293–373	293–473	293–573	293–676	293–773	293–873
$\alpha^{-6}$ , К <sup>-1</sup>	12,23	12,68	12,91	13,34	13,50	13,14
t, °С	293–973	293–1073	290–1173	293–1273		
$\alpha^{-6}$ , К <sup>-1</sup>	12,01	11,65	12,60	13,49		

**Теплопроводность при различных температурах**

t, К	293	200	80	20
$\lambda \cdot 10^{-2}$ , Вт/(м·К)	0,165	0,135	0,086	0,023

**Теплоемкость при различных температурах**

t, К	293	133	90	20
$C \cdot 10^{-3}$ , Дж/(кг·К)	0,240	0,182	0,113	0,023

**Технологические параметры.** Сталь хорошо деформируется в горячем и холодном состояниях. Температурный интервал горячей обработки давлением 1473–1173 К. Сталь хорошо обрабатывается резанием в закаленном состоянии. После полного цикла упрочняющей термической обработки рекомендуются операции шлифования и полировки. Стабильность размеров изготовленных деталей, подвергнутых термической обработке, сохраняется в течение длительного времени.

Для удаления окалины рекомендуется только кислотное травление во избежание охрупчивания в щелочных расплавах при 673–723 К.

**Сварка.** Сталь сваривается аргонно-дуговой сваркой. Сварные соединения обладают высокой стойкостью против образования горячих и холодных трещин. В отличие от других мартенситно-стареющих сталей при сварке стали ЭП 921 блуждания дуги не наблюдается.

**Механические свойства сварных соединений (лист  $\delta = 10$  мм)**

Вид сварки	Термическая обработка после сварки	$\sigma_b$ при 293 К, МПа	КСУ при 77 К, кДж/м <sup>2</sup>
Аргонно-дуговая (без присадки)	Без термической обработки	1133	1200
	Нагрев до 1293 К, охлаждение до 873 К + 1023 К, 1 ч, на воздухе + 848 К, 3 ч, на воздухе	1400	200
Аргонно-дуговая (проволока ЭИ659А-ВИ)	Закалка с 1223 К на воздухе + закалка с 1023 К + отпуск 848 К, 3 ч, на воздухе	1150	200

Сталь 03X12H10MTP (ЭП810-ВД)

Применение	ТУ
Для штамповарных и паяных конструкций, в том числе кислородных и водородных насосов ТНА с диапазоном рабочих температур от 20 до 723 К, корпусных деталей и узлов, работающих под давлением.	ТУ 14-1-2235-77
	ТУ 14-1-2631-79
	ТУ 14-1-2281-77
	ТУ 14-1-2283-74
	ТУ 14-1-1768-76
	ТУ 14-159-89-75

Примечание. Сталь выплавляется в вакуумно-индукционных печах с последующим вакуумно-дуговым перешлаком.

Химический состав, ТУ 14-1-2235-77

Массовая доля компонентов, %						
C	Si	Mn	Cr	Ni	Ti	Mo
≤0,03	≤0,25	≤0,25	11,5-12,5	9-10,3	0,15-0,25	0,5-0,8
Al	Zr	B	S	P	Fe	
≤0,20	≤0,10	≤0,003	≤0,01	≤0,01	Основа	

Сортамент

Вид продукции	Размеры, мм	ТУ	Завод-изготовитель
Прутки: горячекатаный круглый, квадратный Лист: Горячекатаный	□ Ø 10- 180	ТУ 14-1-2235-77	ОАО «Электросталь»
	δ = 21-30	ТУ 14-1-2631-79	ОАО «Коммунарский металлургический завод»
холоднокатаный	δ=5-20x1000x1400x6000	ТУ 132-76-74	ОАО «Мечел»
	δ = 4-20x710-1000x2000	ТУ 14-1-2281-77	ОАО «Ашинский металлургический завод»
	δ = 0,8-3,00x710x1400	ТУ 14-1-2283-77 ТУ 14-1-1768-76	ОАО «Ашинский металлургический завод»
Труба: холоднокатаная горячекатаная	Ø 6-89	ТУ 14-159-89-75	ОАО «Первоуральский Новотрубный завод»
	Ø 89-102		

Нормированные механические свойства при 293 К

ТУ	Вид продукции	σ <sub>b</sub> , МПа	σ <sub>0,2</sub> , МПа	δ <sub>5</sub> , %	ψ, %	KCU, кДж/м <sup>2</sup>
		не менее				
ТУ 14-1-2235-77	Прутки	930	750	13	68	1400
ТУ 14-1-2631-79	Лист горячекатаный	-	-	-	-	-
ТУ 14-132-76-74	Лист горячекатаный	1000	850	16	-	1000
ТУ 14-1-2281-77	Лист горячекатаный	1000	850	15	60	1000
ТУ 14-1-2283-77	Лист горячекатаный	1000	850	19	55	1200
ТУ 14-1-1768-76	Лист холоднокатаный	900	750	12	-	-
ТУ 14-159-89-75	Труба холоднокатаная	950	800	10	-	-

Примечание. Термическая обработка – закалка при 1023 К, охлаждение на воздухе, отпуск при 523 К.

Механические свойства при низких и повышенных температурах (лист,  $\delta=10$  мм, закалка 1173 К, отпуск 523 К)

$t_{исп}, K$	$\sigma_B, MPa$	$\sigma_{0,2}, MPa$	$\delta_5, \%$	$\psi, \%$	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>
20	1700	1500	15	50	600
77	1400	1250	19	63	900
293	930	820	15	67	1800
573	890	840	12	63	2000
673	820	750	12	60	2100

**Коррозионная стойкость.** Сталь обладает удовлетворительной коррозионной стойкостью в атмосферных и морских условиях. В морской среде склонна к местной и щелевой коррозии. После термообработки по рекомендованному режиму не склонна к межкристаллитной коррозии и коррозионному растрескиванию.

**Физические свойства.** Плотность -  $7,83 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент теплопроводности при 2963 К - 14,6 Вт/(м·К).

Удельное электросопротивление при 293 К –  $0,92 \cdot 10^{-6}$  Ом·м.

Модуль упругости (E), коэффициент теплопроводности ( $\lambda$ ), температурный коэффициент линейного расширения ( $\alpha$ )

$t_{исп}, K$	$E \cdot 10^{-4}, MPa$	$\lambda, Вт/(м К)$		$t_{исп}, K$	$\alpha \cdot 10^6, K^{-1}$
77	20,0	7,3		20–293	7,9
173	-	9,8		77–293	8,8
293	19,0	12,1		173–293	10,5
373	-	16,3		293–373	9,8
473	-	18,4		373–473	10,4
573	-	20,5		473–573	10,95
673	-	22,2		573–673	11,55
773	-	23,4		673–773	12,05

**Технологические параметры.** Сталь относится к классу безуглеродистых мартенситных сталей, слабо подвержена эффекту старения. Температурный интервал при обработке давлением 1423 К – 1173 К. Охлаждение после горячей деформации - на воздухе. Для повышения штампуемости при листовой штамповке сталь рекомендуется подвергать отпуску при 873 К, 2 ч.

Сталь обладает удовлетворительными свойствами при аргонно-дуговой сварке в среде защитных газов.

Обработываемость резанием аналогична обрабатываемости мартенситно-стареющих сталей.

## Бронзы

Бронзами называют сплавы меди, в которых цинк или никель не являются основными легирующими элементами. По химическому составу бронзы разделяют на две группы: оловянистые (основной легирующий элемент – олово) и безоловянистые (не содержащие олово в качестве легирующего элемента). В качестве легирующих элементов в бронзах используют Sn, Al, Ni, Mn, Fe, Si, Pb, Be, Cr, Zr, Mg и другие элементы. По своим свойствам безоловянные бронзы не уступают, а часто превосходят оловянные бронзы, поэтому их широко применяют в машиностроении. Рассмотрим их более подробно.

Алюминиевые бронзы (двух- и много компонентные) имеют большое распространение в машиностроении. Алюминиевые бронзы морозостойки, не магнитны, не дают искры при ударах, а по коррозионной стойкости превосходят латуни и оловянные бронзы. Вместе с тем эти сплавы плохо поддаются пайке и неустойчивы в условиях перегретого пара.

Железо значительно улучшает механические свойства алюминиевых бронз, измельчая зерно; оно способствует задержке рекристаллизации. Эти бронзы применяют для шестерен, червяков, втулок, седел клапанов, гаек, нажимных винтов в основном в авиационной промышленности. Никель повышает механические свойства, жаростойкость, температуру рекристаллизации, коррозионную стойкость, антифрикционные свойства и устойчивость при низких температурах алюминиевых бронз. Алюминиево-железоникелевые бронзы используют для направляющих втулок, клапанов, шестерен и других деталей ответственного назначения в основном в авиационной промышленности. В алюминиевых бронзах марганец улучшает технологические характеристики и коррозионную стойкость. Бронзы, содержащие марганец, хорошо обрабатываются давлением в горячем и холодном состоянии. Применяют их для червячных винтов, шестерен, втулок для деталей, работающих при температурах до 523 К.

Бериллиевые бронзы, являясь дисперсионно-твердеющими сплавами, обладают высокими механическими, упругими и физическими свойствами; отличаются высокой коррозионной стойкостью, жаропрочностью, циклической прочностью. Они устойчивы при низких температурах, не магнитны, не дают искры при ударах. Добавки никеля, кобальта или железа способствуют замедлению скорости фазовых превращений при термической обработке, что значительно облегчает технологию закалки и старения. Кроме того, никель повышает температуру рекристаллизации, а марганец может

частично заменить дорогой бериллий. Бериллиевые бронзы применяют для пружин, мембран, пружинящих деталей, элементов уплотнений.

Кремниевые бронзы обычно содержат никель или марганец. Эти сплавы отличаются высокими механическими, упругими и антифрикционными свойствами, не теряют пластичности при низких температурах. Кремниевые бронзы хорошо паяются, обрабатываются давлением при низких и высоких температурах. Они не магнитны и не дают искры при ударах. Применяют их для антифрикционных деталей, пружин, подшипников, направляющих втулок.

Химический состав безоловянистых бронз

Марка бронзы	Основные элементы (остальное Cu)					Примеси, не более							
	Al	Fe	Mn	Ni	Другие	Sn	Si	Pb	P	Fe	Zn	Прочие	Всего
БрАЖ9-4	8-10	2-4	–	–	–	0,1	0,1	0,01	0,01	–	1	0,5Mn	1,7
БрАЖМц 10-3-1,5	9-11	2-4	1-2	–	–	0,1	0,1	0,03	0,01	–	0,5	–	0,7
БрБ2	–	–	–	0,2-0,5	1,8-2,1 Be	–	0,15	0,005	–	0,15	–	0,15Al	0,5
БрМц5	–	–	4,5-5,5	–	–	0,1	0,1	0,03	0,01	0,35	0,4	–	0,9

Механические свойства безоловянистых бронз

Бронза	$\sigma_b$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{-1}$ МПа, при N циклов	$\delta$	$\psi$	НВ	КСУ, кДж/м <sup>2</sup>	Коэффициент трения в паре со сталью	
	МПа			%				со смаз- кой	без смаз- ки
БрАЖ9-4: литая в кокиль мягкая твердая	295-390	195	–	10-20	3	120-	620	0,004	0,18
	390-490	–	–	35-45	–	98-120	–	–	–
	490-689	345	206 при 40·10 <sup>6</sup>	4-6	–	157-196	–	–	–
БрАЖМц10-3-1,5 литая мягкая твердая	490	155	–	20	25	–	590-780	0,012	–
	390-490	–	–	20-30	55	123-137	–	–	0,21
	590-690	185	275 при 15·10 <sup>6</sup>	9-12	–	157-196	–	–	–
БрБ2 мягкая твердая термообработанная литая	390-590	245-349	–	30-50	65	127-147	–	–	–
	785	860	185 при 100·10 <sup>6</sup>	2-4	–	–	–	–	–
	1370	1250	–	1-2	–	343-392	685-1123	0,05	–
	–	–	–	–	46	137	655	0,016	–

Алюминиевые сплавы

Алюминий и его сплавы хорошо поддаются горячей и холодной деформации - проке, ковке, прессованию, волочению, гибке, листовой штамповке и другим операциям. Все алюминиевые сплавы можно соединять точечной сваркой, а специальные сплавы можно сваривать плавлением и другими видами сварки.

Деформируемые алюминиевые сплавы разделяют на упрочняемые и неупрочняемые термической обработкой. Свойства сплавов определяются не только способом получения полуфабриката и термической обработкой, но главным образом химическим составом и особенно природой фаз - упрочнителей каждого сплава. В авиационно-космической технике алюминиевые сплавы применяют для изготовления элементов, работающих при температурах от 20 до 300 К, например, корпусо и крыльчаток криогенных насосов.

Физические свойства деформируемых алюминиевых сплавов

Марка сплава	$\gamma$ , г/м <sup>3</sup>	$\rho \cdot 10^8$ , Ом·м, при 293 К	$\alpha \cdot 10^6$ , К <sup>-1</sup> , при 293-673 К	$\lambda$ , Вт/(м·К) при t, К		с, кДж/(кг·К), при t, К	
				373	673	100	400
АВ	2,70	3,70	23,5-25,4	180	188	0,797	1,09
АК6	2,75	4,10	21,4-23,8	180	189	0,838	1,00
АК8	2,80	4,3	22,5-24,5	168	180	0,838	1,09

Механические свойства деформируемых алюминиевых сплавов

Марка сплава	Вид полуфабриката	Состояние	Толщина или диаметр, мм	E	G	$\sigma_1$ при $N=2 \cdot 10^7$ циклов	$\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{ск}$	$\delta$	$\psi$	KCU	KCT
				ГПа			МПа			%		МДж/м <sup>2</sup>	
АВ	Лист неплакированный	Закаленное и естественно состаренное	0,5–10,5	–	–	–	250	160	–	23	–	–	–
	Профиль	Закаленное и искусственно состаренное	20	71	27	100	350	290	290	13	–	0,35	–
	Штамповка	Тоже	До 150 кг	–	–	–	310	260	270	10	–	–	–
АК6	Штамповка	Тоже	Св. 30 кг	72	–	–	447	378	–	12,5	–	0,19	1,1
			Св. 30 кг	72	–	–	427	357	–	11,2	–	0,14	1,1
			Св. 30 кг	7	–	–	400 (В)	–	–	8,5	–	0,08	0,3
АК8	Пруток	Тоже	150-200	–	–	–	450	400	–	8	–	–	–
	Профиль	Тоже	30-50	–	–	–	490	450	–	7	15	–	–
	Штамповка	Тоже	До 30 кг	74	–	–	480	380	–	10	25	–	–
	Поковка	Тоже	Крупногабаритная	–	–	135	420	310	–	10	–	–	–

**Механические свойства деформируемых алюминиевых сплавов  
при повышенных температурах**

Марка сплава	Вид полуфабриката	Состояние	Толщина или диаметр, мм	t, К	$\sigma_b$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\psi$	
					МПа		%		
АВ	Профиль, пруток прессованный	Закаленное и искусственно состаренное	20	293	350	320	12	-	
				373	320	290	12	-	
				473	240	220	12	-	
				523	160	130	12	-	
АК6	Поковка	Закаленное и искусственно состаренное	110x415x 1120	293	400	-	6	-	
				398	360	-	7	-	
				473	280	-	13	40	
				523	180	-	16	46	
	Штамповка			300 кг	573	100	-	23	70
					293	420	-	10	-
					398	390	-	-	-
					473	290	-	-	-
АК8	Лист	Закаленное и искусственно состаренное	2	293	430	370	11	-	
				473	310	240	12	-	
				523	200	170	12	-	
	Плита каганя			25-50	293	460	410	10	-
					373	440	390	15	-
					473	320	-	-	-

**Механические свойства деформируемых алюминиевых сплавов  
при низких температурах**

Марка сплава	Вид полуфабриката	Состояние	Толщина или диаметр, мм	t, К	$\sigma_b$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\psi$
					МПа		%	
АВ	Лист неплакированный	Закаленное и искусственно состаренное	1-2	293	250	160	23	-
				77	370	200	30	-
	Пруток, профиль	Закаленное и искусственно состаренное	20	293	350	320	12	-
				77	400	380	13	-
АК6	Пруток прессованный	Тоже	30	293	400	300	12	25
				203	420	320	10	22
				77	560	425	10	22
АК8	Лист	Тоже	3	293	470	410	10	-
				203	490	430	10	-
				77	560	460	14	-
	Пруток	Тоже	50	293	540	460	12	-
				203	550	490	12	-
				77	660	580	14	-
	Профиль	Тоже	30-50	293	490	450	7	15
				203	510	460	8	16
				77	610	530	10	14

Титан

Отличительными особенностями титана являются высокие механические свойства, небольшая плотность и поэтому высокая удельная прочность при 293–300 К и криогенных температурах, хорошая коррозионная стойкость.

Физические свойства титановых сплавов

Свойство	BT5	BT5-1	BT6	BT8	BT22
$\gamma$ , т/м <sup>3</sup>	4,4	4,46	4,43	4,48	4,6
$c$ , кДж/(кг·К), при $t$ , К					
293	-	0,502	-	-	-
473	0,586	0,544	0,586	0,502	0,565
573	0,628	0,565	0,670	0,586	0,586
673	0,670	0,586	0,712	-	0,649
773	0,712	0,628	0,795	0,628	0,712
873	0,754	0,670	0,879	0,670	-
$\lambda$ , Вт/(м·К), при $t$ , К					
293	3,79	2,51	8,37	1,12	8,32
373	2,63	2,63	9,21	8,37	9,21
473	10,47	10,88	10,88	2,63	10,50
573	11,30	12,14	11,70	11,30	11,70
673	12,56	13,14	12,56	12,56	13,40
773	14,24	14,65	13,82	14,24	14,60
873	15,49	15,91	15,49	15,49	15,90
$\alpha \cdot 10^6$ , К <sup>-1</sup> , при $t$ , К					
293-373	8,3	8,3	8,4	8,3	8,0
373-473	8,9	9,3	8,7	8,6	8,2
473-573	9,5	9,7	9,0	8,7	8,4
573-673	10,4	10,0	10,0	8,8	8,6
673-773	10,6	10,3	-	9,0	8,8
773-873	10,8	10,4	-	9,1	-

Кратковременная прочность деформируемых титановых сплавов и предельные температуры их эксплуатации

Марка сплава	Предельная температура при эксплуатации, К		Кратковременная прочность, МПа, при $t$ , К				
	длительной	кратковременной	473	573	673	773	873
BT5	673	1023	680	580	520	480	460
BT5-1	773	1073-1123	680	590	530	500	350
BT22	673	1073	1280	1200	1150	1000	600
BT6	723	—	750	680	630	535	—
BT9	823	973	1030	990	850	750	700

Механические свойства титановых сплавов при низких температурах

Марка сплава	t, К	$\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$ , %	КСУ, МДж/м <sup>2</sup>
		МПа			
BT5-1	203	950	-	-	0,6
	77	1350	1180	15	0,4
	220	1350-1600	1370	10	0,3
	4	1700	-	9	-
BT5	203	880	685	-	-
	77	1225	980	-	-
BT6	203	-	-	-	-
	77	1510	1470	17,8	0,4
	20	1860	1910	3,5	0,4
BT22	203	1270	1080	-	-
	4	1080	-	-	-
BT9	203	1410	1220	-	-
	77	1810	1570	-	-
	20	1225	-	-	-
	4	1570	-	-	-

Титановые сплавы применяют для изготовления насосов горючего, особенно для деталей, работающих в среде жидкого водорода, а также для турбин, работающих на газообразном водороде с температурой до 800 К.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Дмитренко А. И.* Опоры роторов турбонасосных агрегатов: учеб. пособие / А. И. Дмитренко, В. Н. Доценко, Г. С. Жердев. – Харьков : Харьковский авиационный институт, 1994. – 36 с.
2. *Дмитренко А.И., Иванов А.В.* Турбонасосные агрегаты для водородных двигателей, разработанных КБХА // Космонавтика №1-2. 2012. С. 32-41.
3. *Иванов А. В.* Турбонасосные агрегаты кислородно - водородных ЖРД. Монография / А. В. Иванов, А. И. Белоусов, А. И. Дмитренко. – Воронеж : Воронежский государственный технический университет, 2011. – 283 с.
4. *Козелков В. П.* Расчет и проектирование ТНА: методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию / В. П. Козелков, Р. А. Бережинский. – Воронеж : ВПИ, 1975. – 50 с.
5. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей ; под общ. ред. Г. Г. Гахуна. – М. : Машиностроение, 1989. – 424 с.
6. Коррозионностойкие, жаростойкие и высокопрочные стали и сплавы : справ. изд. А. П. Шлямнев и др. – М. : «Проммет-сплав», 2008. – 336 с.
7. Жаропрочные стали и сплавы : Справочное издание. Маслеников С. Б. – М. : Металлургия, 1983. – 192 с.
8. *ГОСТ 22061-76.* Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения. Москва : Издательство стандартов, 1984. 136 с.
9. *Мешков Н.К., Рачук В.С., Холодный В.И.* Пути повышения надежности двигателей летательных аппаратов, использующих в качестве горючего водород // Третий международный аэрокосмический конгресс IAC'2000: сборник научных трудов. Москва, 23-27 августа 2000 г.
10. *Овсянников В. Б.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей: 3-е изд. перераб. и доп. / В. Б. Овсянников, Б. И. Боровский. – М. : Машиностроение, 1986. – 376 с.
11. Подшипники качения : Справочное пособие. – М. : Издательство машиностроительной литературы, 1961. – 828 с.
12. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование / [Е. В. Лебединский, Г. П. Калмыков, С. В. Мосолов и др.] ; под ред. академика РАН А. С. Коротева. – М. : Машиностроение, 2008. – 512 с.

13. *Равикович Ю. А.* Проектирование турбонасосных агрегатов ЖРД : учебное пособие для курсового и дипломного проектирования / Ю. А. Равикович, А. В. Шабашов. – М. : Изд - во МАИ, 2004. – 92 с.
14. *Дмитренко А.И., Иванов А.В., Кравченко А.Г., Момотов В.И., Савин А.А., Глебов В.А.* Разработка турбонасосных агрегатов для современных кислородно - керосиновых двигателей с дожиганием окислительного генераторного газа // Космонавтика. 2012. №1-2. С. 42-49.
15. *Биргер И. А.* Расчет на прочность деталей машин: Справочник 4-е изд., перераб. и доп. / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.
16. Справочник по конструкционным материалам: Справочник / [Б. Н. Арзамасов, Т. В. Соловьева, С. А. Герасимов и др.] ; под ред. Б. Н. Арзамасов, Т. В. Соловьева. – М. : Изд -во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 640 с.
17. *СТП ВГТУ 62-2007.* Текстовые документы (курсовые работы (проекты), рефераты, отчеты по лабораторным работам, контрольные работы). Правила оформления. Воронеж : ВГТУ, 2007. 53 с.
18. *Ткачев В. И.* Работоспособность сталей и сплавов в среде водорода / В. И. Ткачев, В. И. Холодный, И. Н. Левина. – Львов : Вертикаль, 1999. – 256 с.
19. *Demyanenko Yu. V., Dmitrenko A. I., Pershin V. K.; Grebennikov D. Yu.* Investigation of the Performance of a Thrust Balance Device for a Centrifugal Pump Rotor. Fort Lauderdale : 40 th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2004. AIAA 04-3689.
20. *Данилов Ю.* Практическое использование NX : учеб. пособие / Ю. Данилов, И. Артамонов. – М. : ДМК Пресс, 2011. – 332 с.: ил.
21. *Васильев А.* Очередной блог о САПР : Сетевой журнал. URL: <http://www.saprobasni.ru/> (дата обращения: 10.09.2013).
22. *Мелентьев В. С.* ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor : учеб. пособие : Краткий справочник пользователя / В. С. Мелентьев, А. С. Гвоздев. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 105 с.
23. *Гвоздев А. С.* Изучение конструкции двигателей с использованием 3D-моделей их элементов : Метод. указания / А.С. Гвоздев, В.С. Мелентьев, Д.С. Лёжин. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. - 24 с.
24. *Гвоздев А. С.* Изучение конструкции авиационного ДВС с использованием пакетов ANSYS, ADAMS, SOLIDEDGE : метод. указания / А. С. Гвоздев, В. С. Мелентьев. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 53 с.

25. *Мелентьев В. С.* Проектирование конструкции «виртуального двигателя» : учеб. пособие / В. С. Мелентьев, А. С. Гвоздев, Ф. В. Паровой. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 220 с.

26. *Белоусов А. И.* Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов : учеб. пособие / А. И. Белоусов, И. П. Косицын, С. Н. Рождественский. – Куйбышев : Куйб. авиац. ин-т, 1974. – 136 с.

27. *Белоусов А. И.* Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов : учеб. пособие / А. И. Белоусов – Куйбышев : Куйб. авиац. ин-т, 1988. – 92 с.

28. *Белоусов А.И.* Концептуальные вопросы проектирования конструктивных схем турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов // Онтология проектирования. 2012. № 3 (5). С. 24-37.

29. *Белоусов А.И.* Концептуальные вопросы выбора конструктивных схем турбонасосов // Разработка, производство и эксплуатация турбо-электронасосных агрегатов и систем на их основе : труды VII Междунар. науч.-техн. конф. «СИНТ 13» (16-20 сент. 2013, г. Воронеж) : Воронеж : ИПЦ «Научная книга», 2013. С. 11-24.

30. *Белоусов А. И.* Использование принципов теории смазки для решения актуальных проблем, возникающих при создании новой техники // Разработка, производство и эксплуатация турбо-электронасосных агрегатов и систем на их основе : труды VII Междунар. науч.-техн. конф. «СИНТ 13» (16-20 сент. 2013, г. Воронеж) : Воронеж : ИПЦ «Научная книга», 2013. С. 30-46.

31. *Белоусов А. И.* Конструирование ТНА и элементов камеры ЖРД с использованием 3D-моделей : учеб. пособие / А. И. Белоусов, В. А. Борисов, А. М. Жижкин, А. В. Иванов. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 132 с.

32. *Белоусов А. И.* Расчёт осевых сил, действующих в турбомашинах : учеб. пособие / А. И. Белоусов, А. И. Иванов. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.

33. *Белоусов А. И.* Численное моделирование динамических процессов ротора ТНА : электрон. учеб. пособие / А. И. Белоусов, Д. П. Давыдов. – Самара : М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т), 2013. 1 эл. опт. диск (CD-ROM, 5 Мб).

34. *Ермаков А. И.* Решение сопряжённых задач и моделирование деформирования элементов в программном комплексе Ansys : электрон. учеб. пособие / А. И. Ермаков, А. О. Шкловец. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.

35. *Пономарёв Ю. К.* Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов : монография / Ю. К. Пономарев, Д. Е. Чегодаев. – Самара : Изд-во СГАУ, 1998. – 234 с.

36. *Шкловец А. О.* Конструкционный анализ методом конечных элементов в САЕ-пакете Ansys Mechanical : электрон. учеб. пособие / А. О. Шкловец – Самара : Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т), 2012. 1 эл. опт. диск (CD-ROM, 2,245 Мб).

37. *Бондарчук П. В.* Моделирование колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя под действием газовых, центробежных и силовых нагрузок с использованием САД/САЕ пакетов : электрон. учеб. пособие / П. В. Бондарчук, Д. П. Давыдов, А. С. Котов. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 209 с.

38. Формирование виртуальных сопряжённых моделей рабочих колёс насосов турбонасосных агрегатов ЖРД : электрон. учеб. пособие / [А. И. Белоусов и др.]. – Самара : М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т), 2013. 1 эл. опт. диск (CD-ROM, 11 Мб).

39. Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД : электрон. учеб. пособие / [А. В. Кривцов и др.]. – Самара : М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т), 2013. 1 эл. опт. диск (CD-ROM, 10,1 Мб).

40. *Бондарчук П. В.* Численное моделирование уплотнительных систем турбонасосного агрегата ЖРД : электрон. учеб. пособие / П. В. Бондарчук, В. А. Зрелов, А. Ю. Тисарев. – Самара : М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т), 2013. 1 эл. опт. диск (CD-ROM, 26,4 Мб).