

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

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

ТУРБИНЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

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

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

САМАРА
Издательство Самарского университета
2022

© Самарский университет, 2022

УДК 629.7.036.54
ББК 06.37

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

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

Турбины двигателей летательных аппаратов: методические указания / *В.А. Зрелов, В.С. Мелентьев*. – Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Самарский университет. – Самара: Издательство Самарского университета, 2022. – 1 CD-ROM (5,4 Мб). – Загл. с титул. экрана. – Текст: электронный.

В методических указаниях приведены общие сведения о турбинах, дана их классификация и приведены основные параметры турбин. Сформулированы основные требования к турбинам ДЛА и показаны пути их реализации. Описана конструкция осевых и радиальных турбин, указаны их преимущества и недостатки. Показано, как учесть свойства рабочего тела турбины.

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

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

Минимальные системные требования:

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

УДК 629.7.036.54
ББК 06.37

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

Подписано для тиражирования 24.08.2022.

Объем издания 5,4 Мб.

Количество носителей 1 диск.

Тираж 11 дисков.

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

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

Содержание

Введение	5
1 Общие сведения о турбинах и их классификации.....	6
2 Основные параметры турбин.....	7
3 Требования к турбинам ДЛА и пути их реализации	8
4 Осевые турбины	13
4.1 Корпус осевой турбины.....	14
4.2 Рабочее колесо.....	26
5 Радиальные турбины	32
Заключение	35
Список использованных источников	36

ВВЕДЕНИЕ

Для привода насосов ЖРД обычно используются турбины. По сравнению с другими типами приводов турбины обеспечивают большую удельную массовую мощность (мощность на единицу массы конструкции), малый удельный расход рабочего тела (расход на единицу мощности), высокие обороты и простоту соединения с лопаточными насосами.

Цель лабораторной работы:

В процессе выполнения лабораторной работы необходимо изучить конструкцию турбин, применяемых в ЖРД, используя для этого данное пособие, натурные макеты и дополнительную литературу, рекомендованную преподавателем.

Изучение турбин должно вестись с целями понимания:

- принципа работы;
- основных характеристик;
- требований к турбине и путей их реализации;
- положительных и отрицательных сторон конструкций турбин и их отдельных элементов;
- мотивов принятых конструктивных решений.

В итоге изучения необходимо обобщить опыт проектирования турбин ЖРД и выбрать конструкцию турбины и ее отдельных элементов для проектируемого при выполнении курсового проекта ТНА.

Отведенные для работы четыре часа (академических) распределить согласно рекомендации преподавателя.

За 10-15 минут до окончания занятия необходимо быть готовым к опросу.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТУРБИНАХ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Для вращения турбины используется рабочее тело – газ, образующийся в газогенераторе или в основной камере двигателя, или компоненты топлива после одной из ступеней насоса ТНА. В первом случае турбина называется газовой, во втором – гидравлической (гидротурбиной).

По назначению турбины ТНА можно разделить на пусковые и основные.

Пусковая турбина обеспечивает раскрутку насосов только в начальный момент запуска примерно до половины рабочей частоты вращения, а основная – их вращение в течение всего времени работы двигателя.

Если основная турбина приводит во вращение насосы ТНА ЖРД без дожигания, то ее называют автономной.

Если основная турбина установлена в ТНА ЖРД с дожиганием, то тогда она называется предкамерной.

По функциональному назначению в турбине можно выделить следующие элементы – (см. рис. 1) – подводящее устройство (поз. 2,19), рабочий орган (поз. 3) и отводящее устройство (поз. 21).

Подводящее устройство состоит из входного патрубка, коллектора (2) для распределения рабочего тела по окружности колеса, и соплового аппарата (19).

Если сопловой аппарат выполнен не по всей окружности рабочего колеса, то турбина называется парциальной.

Рабочим органом турбины являются рабочие колеса (3) с лопатками (22), образующими каналы, в которых происходит преобразование потенциальной и кинетической энергии газа в механическую энергию.

Если рабочее колесо имеет один ряд лопаток, то турбина называется одновенечной, если два – двухвенечной и т.д.

Отводящее устройство состоит из сборника рабочего тела и выхлопного патрубка. Сопловой аппарат (19) или направляющий аппарат (20) совместно с рабочими лопатками (22) образуют ступени турбины.

Каждая ступень турбины может иметь свое рабочее колесо.

В зависимости от направления потока рабочего тела относительно оси колеса различают осевые и радиальные (центростремительные и центробежные) турбины (см. рис. 2).

В зависимости от организации рабочего процесса в ступенях турбины делятся на активные и реактивные.

Если расширение рабочего тела происходит только в сопловом аппарате, то турбина называется активной.

Если же расширение рабочего тела происходит и в межлопаточных каналах колеса, то такая турбина называется реактивной.

Турбина может иметь несколько ступеней, в которых последовательно отрабатывается или перепад давления рабочего тела (турбины со ступенями давления), или же скорость потока, полученная в сопловом аппарате первой ступени (турбины со ступенями скорости) (см. рис 3).

Турбины со ступенями скорости могут быть только активными.

Существуют конструкции одновенечных турбин с двумя ступенями скорости или давления (рис. 4 а, б).

В корпусе турбины с одним сопловым аппаратом могут размещаться два самостоятельных рабочих колеса (для обеспечения различных оборотов насосов). Такие турбины с обратным направлением вращения рабочих колес (без направляющего аппарата между ними) называются биротативными (см. рис. 5).

2 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИН

Основными параметрами турбин являются:

- мощность турбины - N_T ;
- степень расширения рабочего тела в турбине - π_T^* ;
- температура рабочего тела на входе в турбину - $T_{гг}^*$;
- расход газа через турбину - G_T ;
- угловая скорость вращения ротора турбины - ω ;
- к.п.д. турбины - η_T .

Мощность турбины ТНА, равная суммарной мощности приводимых насосов, составляет от десятков до сотен тысяч киловатт.

Чем больше тяга ЖРД, тем больше потребная мощность турбины. Так, например, турбина ТНА ЖРД *F-1* имеет мощность 45МВт, а турбина насоса жидкого водорода ЖРД *SSME* = 65 МВт.

Степень расширения рабочего тела в турбине определяется выражением

$$\pi_T^* = \frac{P_0}{P_2},$$

где P_0 – давление на выходе в турбину, а P_2 – давление на выходе из турбины (см. рис.2). Величина π_T^* зависит от назначения турбины. Для пусковых и основных автономных турбин $\pi_T^* = 20-50$ ($P_0 = 3-10$ МПа), а для пусковых предкамерных турбин $\pi_T^* = 1,2 - 1,8$.

Температура рабочего тела перед турбиной ограничена прочностью материала конструкции (в основном рабочих лопаток и дисков, как наиболее нагруженных элементов).

Исходя из требований обеспечения малой массы и простоты конструкции, в ТНА используются неохлаждаемые лопатки. Поэтому температура на выходе в турбину при стальных лопатках ограничивается величиной $T_{гг}^* = 1000 - 1200$ К при восстановительном газе и $700 - 800$ К при окислительном газе.

В последнем случае допустимая температура ниже, т.к. есть опасность возгорания металла при высокой температуре окислительного газа.

Угловая скорость ротора ω определяет его силовую напряженность, КПД и габариты турбины.

При одновальной конструкции ТНА она ограничивается условием бескавитационной работы насосов.

Если же турбина приводит насосы во вращение через редуктор, то скорость вращения ротора выбирается из условия получения максимального КПД и минимальной величины радиального габарита.

Для роторов современных турбин $\omega = (3 - 5) \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$.

КПД турбины зависит от отношения $U/C_{ад}$ (см. рис.6), где U – окружная скорость на среднем диаметре лопаток, $C_{ад}$ – скорость потока после его расширения от P_0 до P_2 .

$$C_{ад} = \sqrt{\frac{2K\varphi^2}{k-1} RT_{гр} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

где k – показатель адиабаты;

$RT_{гр}$ – работоспособность газа;

φ – коэффициент скорости для сопл соплового аппарата $\varphi = 0,9 \dots 0,95$.

Для одноступенчатых турбин КПД должен достигать величины 0,6, а для двухступенчатых = 0,8.

При заданной мощности N_T параметры автономной турбины выбираются такими, чтобы расход газа через турбину G_T был минимальным.

Для предкамерной турбины расход газа через турбину при известной температуре газа является заданным.

3 ТРЕБОВАНИЯ К ТУРБИНАМ ЖРД И ПУТИ ИХ РЕАЛИЗАЦИИ

Основными требованиями, предъявляемыми к турбинам ТНА ЖРД, являются:

- высокое значение КПД;
- обеспечение заданной мощности при сравнительно небольших габаритах и весе;
- надежность работы в течение установленного ресурса;
- надежное обеспечение передачи потребной мощности к насосам;
- устойчивая работа на всех режимах;
- легкость перевода с одного режима работы на другой;
- работоспособность на источнике энергии, не требующем значительного увеличения массы ракеты;
- минимальная стоимость изготовления.

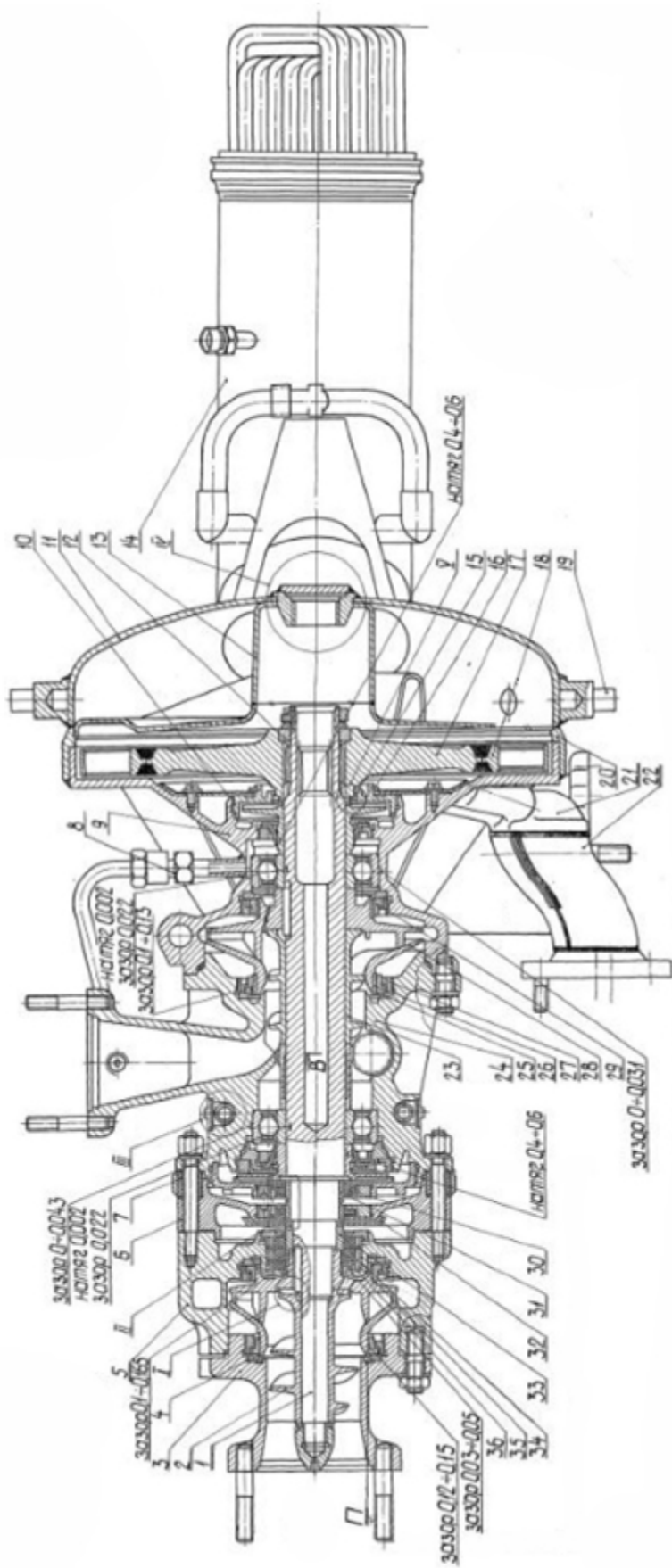


Рис. 1. Турбонасосный агрегат 8Д1719

1 – вал; 2 – шнек окислителя; 3 – входной фланец; 4 – опорное кольцо; 5 – улиточный корпус; 6 – промежуточный корпус; 7 – текстолитовое кольцо; 8 – штуцер; 9 – корпус турбины; 10 – проточка гайки; 11 – выхлопной патрубок; 12 – центрирующее кольцо; 13 – листовый штампованный экран; 14 – испаритель; 15 – разрезное кольцо; 16 – разъемное кольцо; 17 – стальной диск; 18 – лопатки; 19 – два цилиндрических кронштейна; 20 – точеное кольцо; 21 – литой сопловой сегмент; 22 – подводящий переходник; 23 – шнековый преднасос; 24 – корпус подвода; 25 – опорное кольцо; 26 – стальное кольцо; 27 – гайка; 28 – рабочее колесо; 29 – бронзовое кольцо; 30 – меднографитовое кольцо; 31 – стальная втулка; 32 – отражатель; 33 – стальная втулка; 34 – кольцо; 35 – дистанционная втулка; 36 – самоустанавливающееся кольцо.

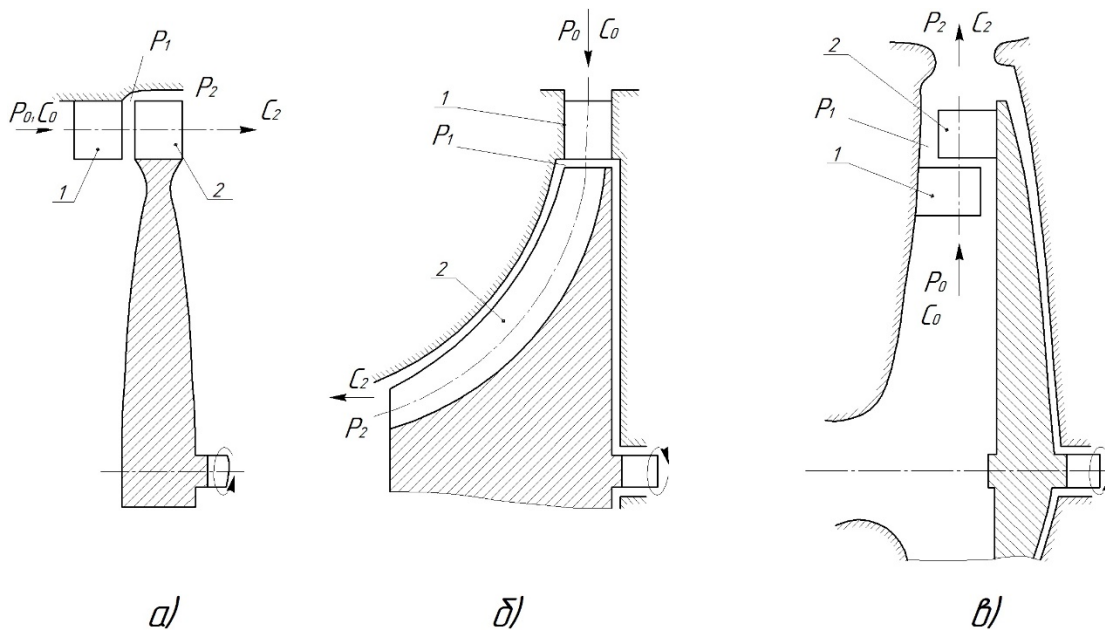


Рис. 2. Схемы основных типов турбин

а) осевая; б) радиальная центробежная; в) радиальная центробежная

1 – сопловой (или направляющий аппарат);

2 – рабочие лопатки.

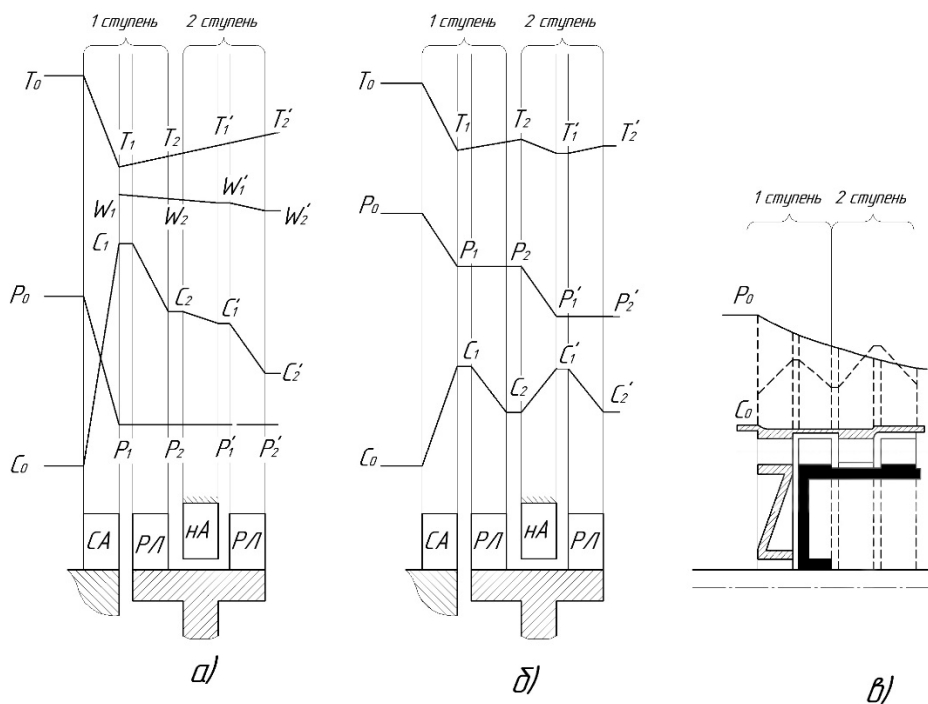


Рис. 3. Организация рабочего процесса в ступенях турбины

а) в двухступенчатой активной со ступенями скорости;

б) в двухступенчатой активной со ступенями давления;

в) в двухступенчатой реактивной.

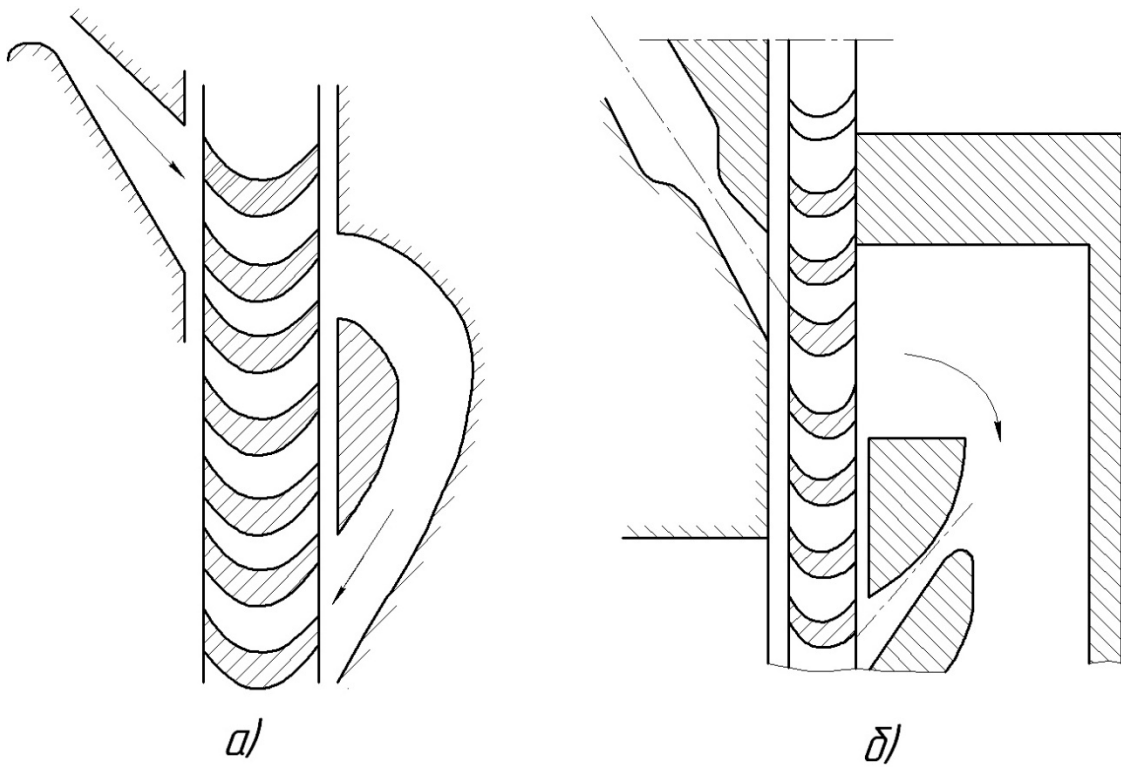


Рис. 4. Схемы одновальных активных турбин
 а) с двумя ступенями скорости;
 б) с двумя ступенями давления

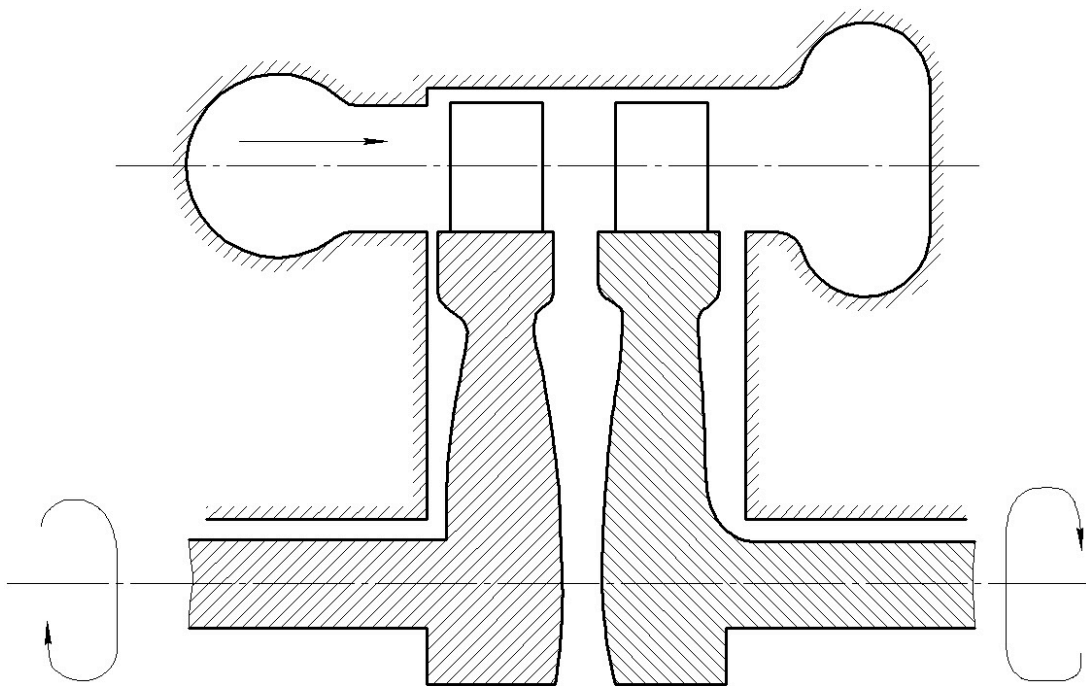


Рис. 5. Схема биротативной турбины

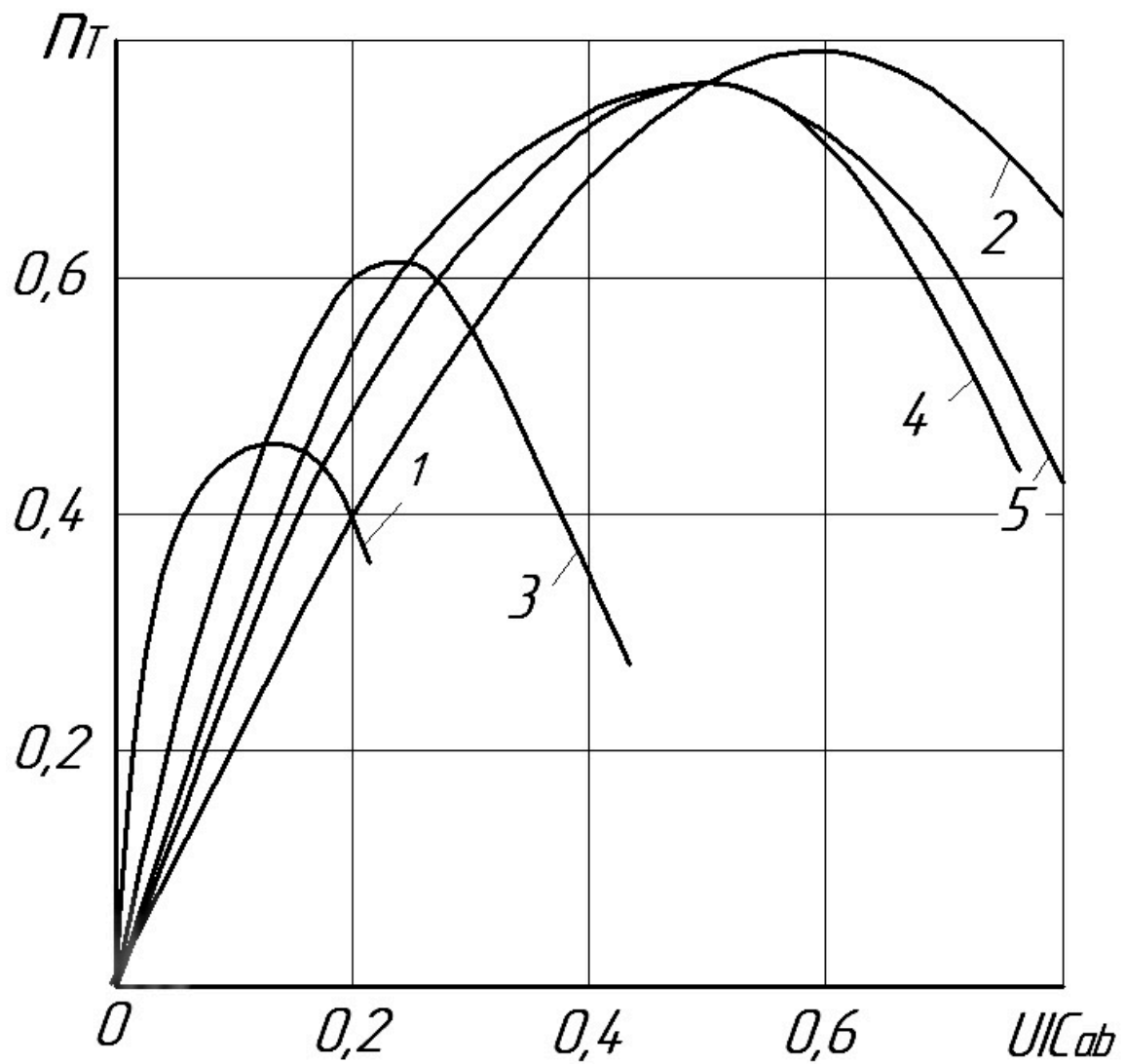


Рис. 6. Зависимость КПД турбин различных типов от отношения $U/C_{ад}$

- 1 – трехступенчатая со ступенями скорости;
- 2 – радиальная;
- 3 – двухступенчатая со ступенями скорости;
- 4 – одноступенчатая активная;
- 5 – одноступенчатая реактивная.

Указанные требования обеспечиваются:

- применением современных и обоснованных конструктивных типов отдельных узлов и деталей турбин и простотой соединения турбин с насосами;
- правильным выбором числа ступеней и значений рабочих параметров газа;
- уменьшением перетеканий газа в осевых и радиальных зазорах (за счет бандажирования лопаток, применения лабиринтных уплотнений и т.д.);
- рациональным профилированием рабочих лопаток, сопловых и направляющих аппаратов;
- тщательной отделкой поверхностей лопаток с целью снижения потерь на трение;
- увеличением теплоперепада, преобразуемого в одной ступени в механическую работы на валу турбины;
- назначением максимально возможных (исходя из бескавитационной работы насосов, прочности отдельных элементов и т.д.) частот вращения;
- применением материалов с высокими механическими свойствами (керамика и различных покрытий), а также изысканием рациональных конструктивных форм отдельных элементов;
- использованием в качестве рабочего тела газа, обладающего возможно большей величиной адиабатической работы расширения - $L_{ад}$ (при выбранном рабочем теле больших значения $L_{ад}$ можно достигнуть выбором высоких температур рабочего тела и больших π_T^*), при этом уменьшается расход рабочего тела;
- применением совершенной технологии и методики дефектации деталей, обеспечивающих высокое качество изготовления деталей и полностью исключающих брак;
- использованием специальных конструктивных мер, например, охлаждением деталей, теплоизоляции и т.д.

4 ОСЕВЫЕ ТУРБИНЫ

Для привода насосов в ТНА ЖРД применяются, в основном, осевые турбины, которые имеют меньшие габариты и массу по сравнению с радиальными, хотя и уступают последним в некоторых случаях в величине максимального КПД и простоте изготовления.

При проектировании автономных турбин желательно реализовать максимальную величину адиабатической работы 1 кг газа ($L_{ад,г}$), которая достигается при большой величине скорости потока после его расширения от P_0 до P_2 .

В этом случае отношение $U/C_{ад} \leq 0,2$ и в качестве автономных используются высокоперепадные активные турбины, которых при малых значениях $U/C_{ад}$ имеют более высокий КПД, чем реактивные (см. рис.6).

В ТНА малой мощности обычно используются одноступенчатые турбины, а в более мощных – двухступенчатые со ступенями скоростей. Это объясняется тем, что при малых отношениях $U/C_{ад}$ двухступенчатая активная турбина со ступенями скорости имеет более высокий КПД, чем одноступенчатая (см. рис.6).

Однако при небольших мощностях турбины ее КПД оказывает слабое влияние на величину удельного импульса тяги (I_y) и решающими факторами при выборе типа турбины будет

простота конструкции и технологии изготовления деталей, а также меньшее время доводки, стоимость и масса, свойственные одноступенчатой турбине.

При больших мощностях ТНА влияние $K=ПД$ турбины на I_y увеличивается, и в этом случае целесообразнее использовать двухступенчатую или трехступенчатую турбину.

В этом случае турбина может иметь и меньшую массу, т.к. при большой мощности приходится увеличивать диаметр одноступенчатой турбины, а, следовательно, и толщину ее диска.

В качестве предкамерных в ТНА применяются низкоперепадные реактивные одно- и двухступенчатые турбины, т.к. при малых π_T^* значение $C_{ад}$ будет небольшим, $U/C_{ад}$ возрастает и КПД реактивной турбины будет выше (см. рис. 6).

На рис. 7-12 приведены конструкции турбин, применяемых в качестве основных в ТНА ЖРД.

В качестве пусковых турбин, применяемых в некоторых ТНА ЖРД с дожиганием, используются одноступенчатые осевые активные турбины с парциальным подводом газа.

Несмотря на то, что эти турбины работают кратковременно (1...2 с), приходится принимать меры по повышению стойкости сопел и рабочих лопаток, поскольку температура газа, получаемого в газогенераторе твердого топлива, обычно превышает температуру газа в ЖГГ.

4.1 Корпус осевой турбины

Корпус осевой турбины обычно состоит из двух частей, соединенных фланцами или сваркой.

В одной из них объединяются входной патрубок, коллектор и сопловой аппарат, а во второй – сборник рабочего тела и выходной патрубок (см. рис. 1, 7 - 12).

Давление и температура газа на входе в турбину выше, чем на выходе из нее. Поэтому с точки зрения облегчения условий работы уплотнений между консольной турбиной и рядом расположенным насосом желательно располагать отводящее устройство, как показано на рис. 7.

Но из условий компоновки более целесообразным может оказаться расположение входного патрубка со стороны насоса, а отводящего устройства снаружи ТНА (см. рис. 9, 11) (из-за уменьшающейся по тракту плотности газа площадь проходного сечения должна увеличиваться).

При этом подвод газа в коллектор и отвод его из газосборника осуществляется с помощью тангенциальных или радиальных патрубков.

В предкамерных турбинах (рис. 10, 12) обычно применяется осевой входной патрубок, который совместно с входным коком образуют коллектор (рис. 12), а отводящее устройство имеет радиальный выходной патрубок (см. рис. 12).

При этом уменьшаются гидравлические потери на выходе и удобно компонуются ЖГГ и турбина.

При консольном расположении корпус турбины обычно не включается в силовую систему «ротор-корпус» ТНА (см. рис. 1, 9, 11) и поэтому может быть выполнен сваркой деталей из листового материала, а для увеличения жесткости подкреплен ребрами.

И хотя вал, который передает весь крутящий момент от колеса турбины насосам, получается на определенном участке более массивным, общая масса турбины будет меньше.

При расположении турбины между насосами подвод и отвод газа осуществляется с помощью тангенциальных патрубков и кольцевых коллектора и сборника (рис. 7).

Корпус турбины в этом случае включается в силовую систему «ротор-корпус» ТНА. Поэтому его элементы выполняются более жесткими из поковок, литья по выплавленным моделям или сварными с развитым оребрением.

При высокой температуре генераторного газа для предотвращения нагрева соседних с турбиной насосов (агрегатов) и уменьшения тепловых потерь используются следующие конструктивные методы:

- теплоизоляция всего корпуса турбины или его части (см. рис. 9, 11);
- уменьшение площади соприкасающихся поверхностей;
- установка тепловых дросселей (например, промежуточных колец из слабо теплопроводных материалов);
- применение обмазок (эмалей).

Сопловые аппараты предназначены для преобразования всей или части потенциальной энергии рабочего тела турбины в кинетическую энергию и подвода рабочего тела к лопаткам рабочего колеса под определенным углом.

При этом необходимо, чтобы преобразование энергии в сопловых аппаратах происходило с минимальными потерями.

Это требование обеспечивается специальной профилировкой каналов сопловых аппаратов.

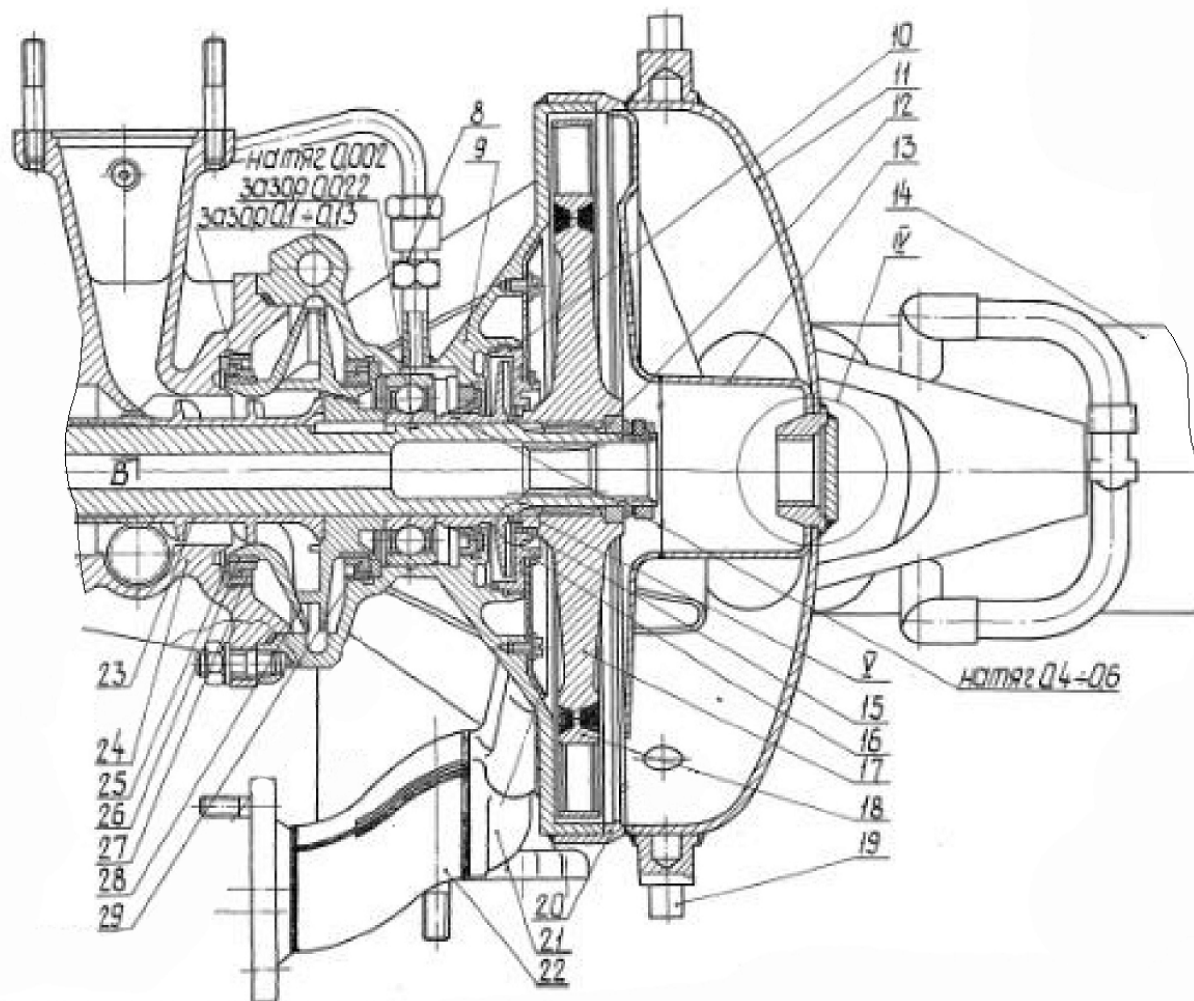


Рис. 7. Турбина ТНА ЖРД

8 – штуцер; 9 – корпус турбины; 10 – проточка гайки; 11 – выхлопной патрубок; 12 – центрирующее кольцо; 13 – листовой штампованный экран; 14 – испаритель; 15 – разрезное кольцо; 16 – разъемное кольцо; 17 – стальной диск; 18 – лопатки; 19 – два цилиндрических кронштейна; 20 – точеное кольцо; 21 – литой сопловой сегмент; 22 – подводящий переходник; 23 – шнековый преднасос; 24 – корпус подвода; 25 – опорное кольцо; 26 – стальное кольцо; 27 – гайка; 28 – рабочее колесо; 29 – бронзовое кольцо.

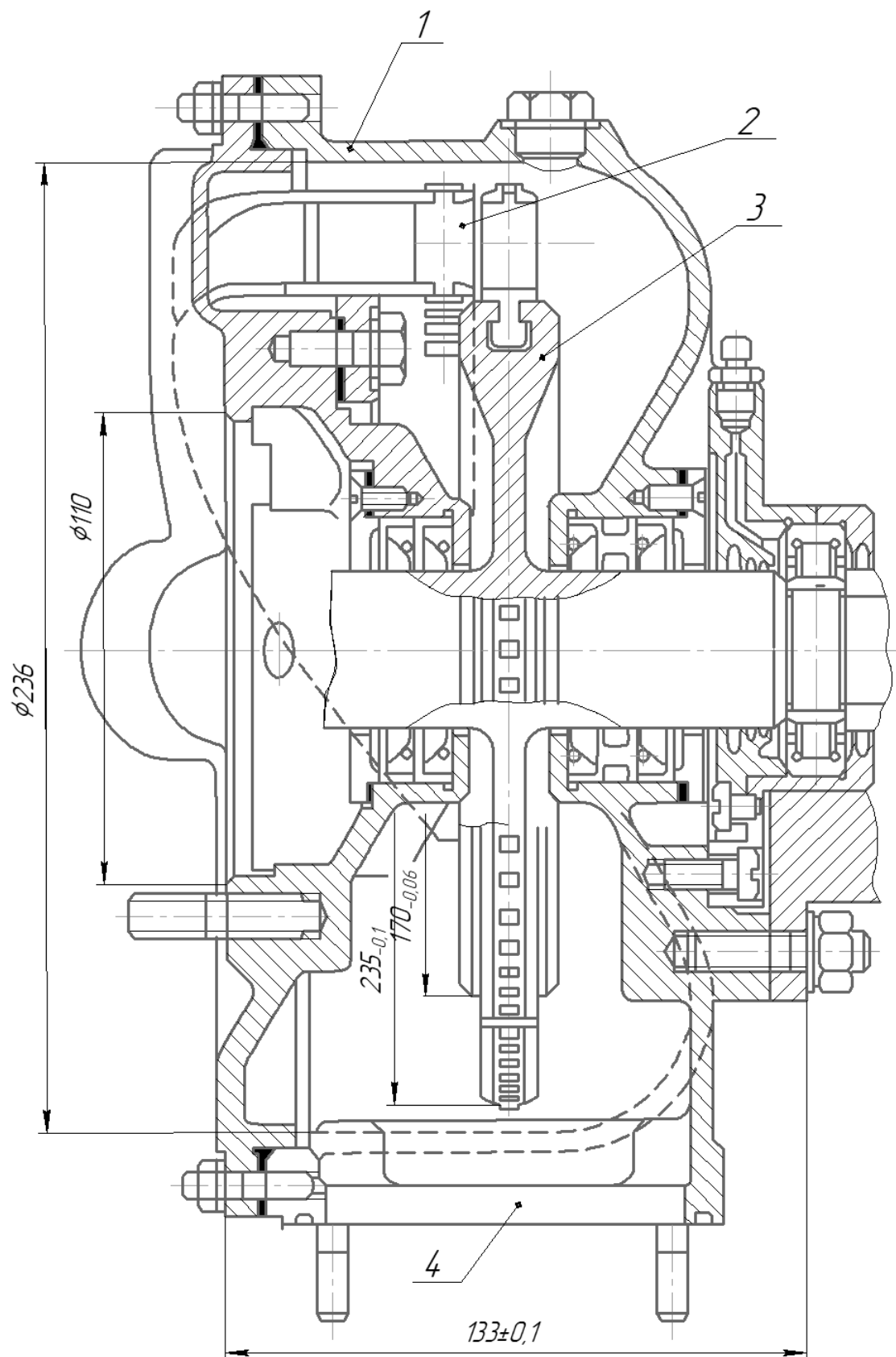


Рис. 8. Турбина ТНА ЖРД «Вальтер»

1 – корпус; 2 – направляющий аппарат; 3 – рабочее колесо; 4 – отводящее устройство

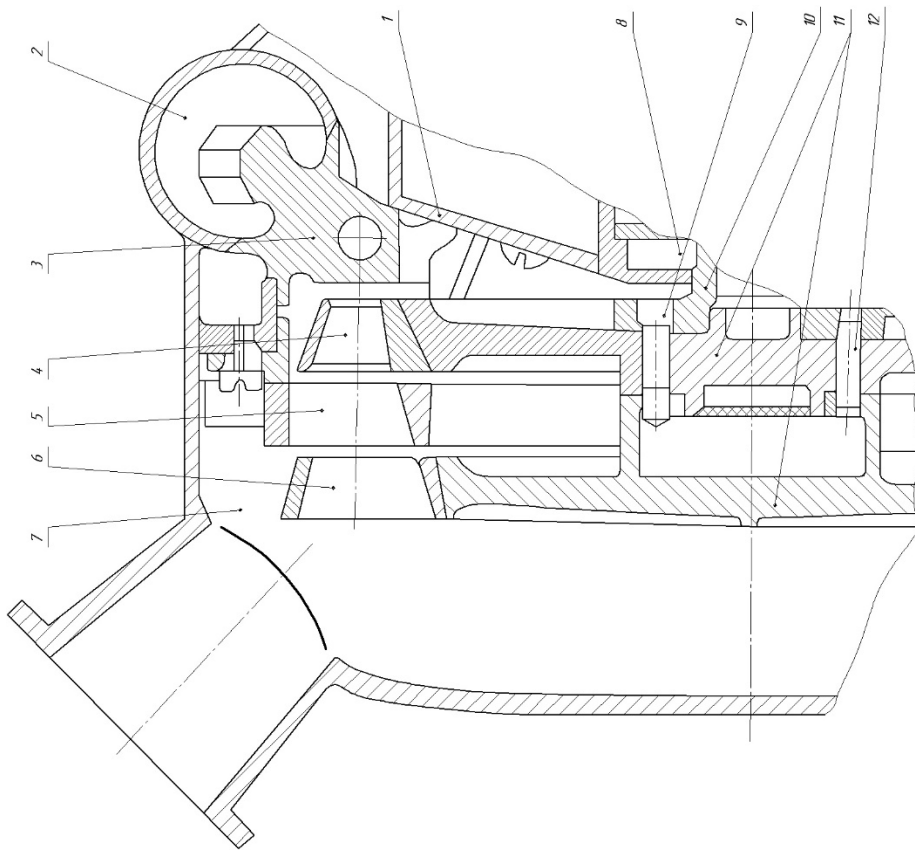


Рис. 9. Конструкция двухступенчатой осевой активной турбины
 1 – корпус; 2 – коллектор; 3 – сопловой аппарат; 4 – рабочее колесо 1-ой ступени; 5 – направляющий аппарат; 6 – рабочее колесо 2-ой ступени; 7 – отводящее устройство; 8 – сегментное уплотнение; 9 – винт; 10 – вал; 11 – диски турбины; 12 – штифт

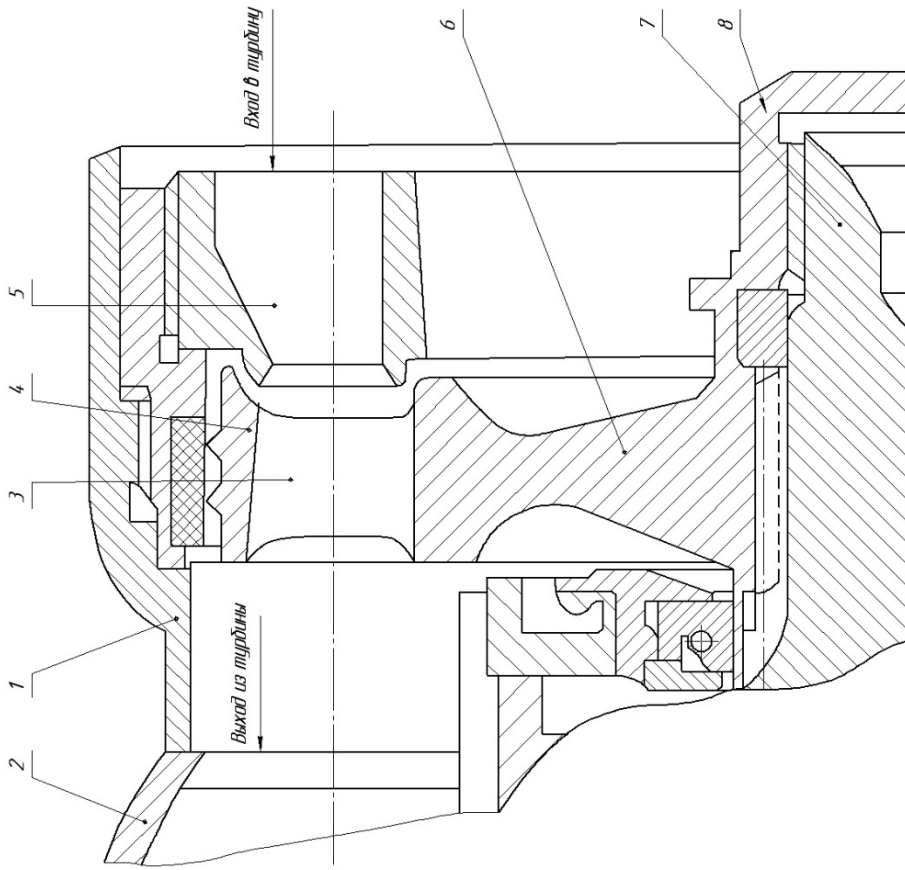


Рис. 10. Конструкция реактивной осевой турбины
 1 – корпус; 2 – газовод; 3 – рабочие лопатки; 4 – бандаж;
 5 – сопловая решетка; 6 – диск турбины; 7 – вал; 8 – гайка

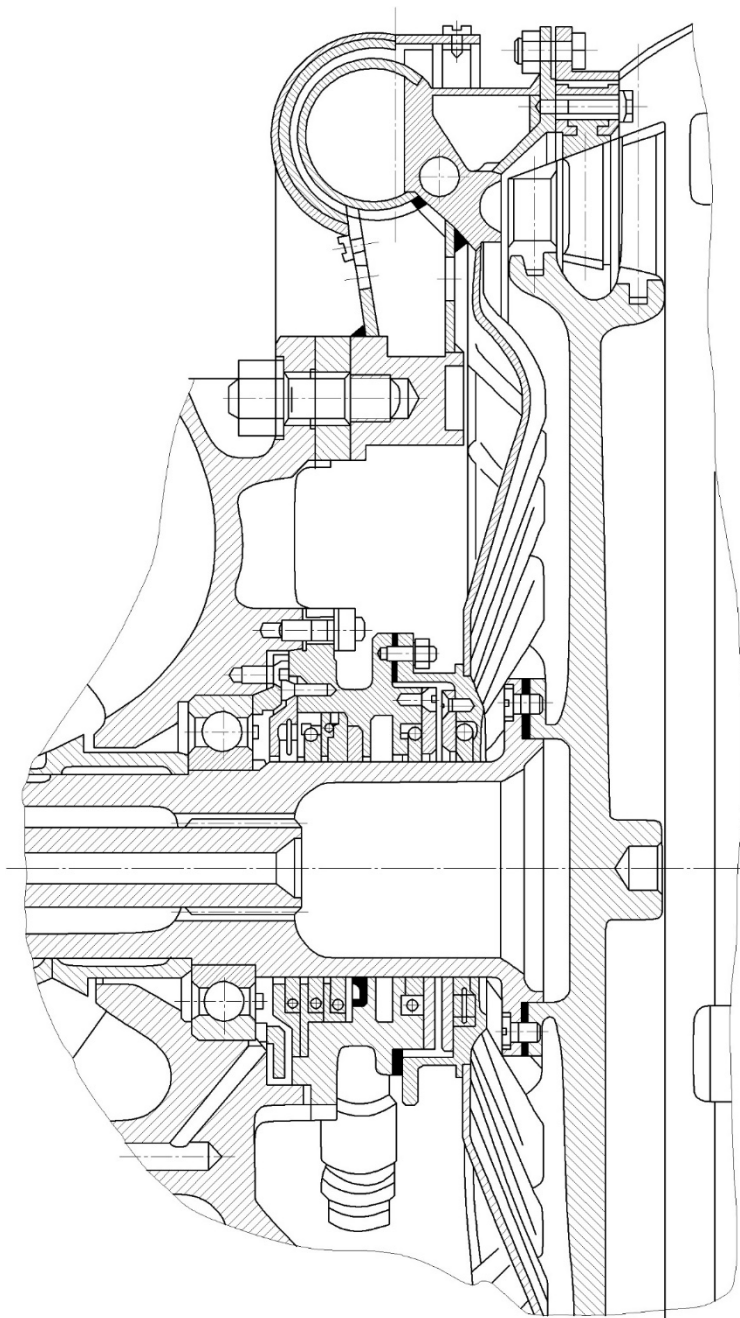


Рис. 11. Конструкция активной турбины с двухвенечным диском

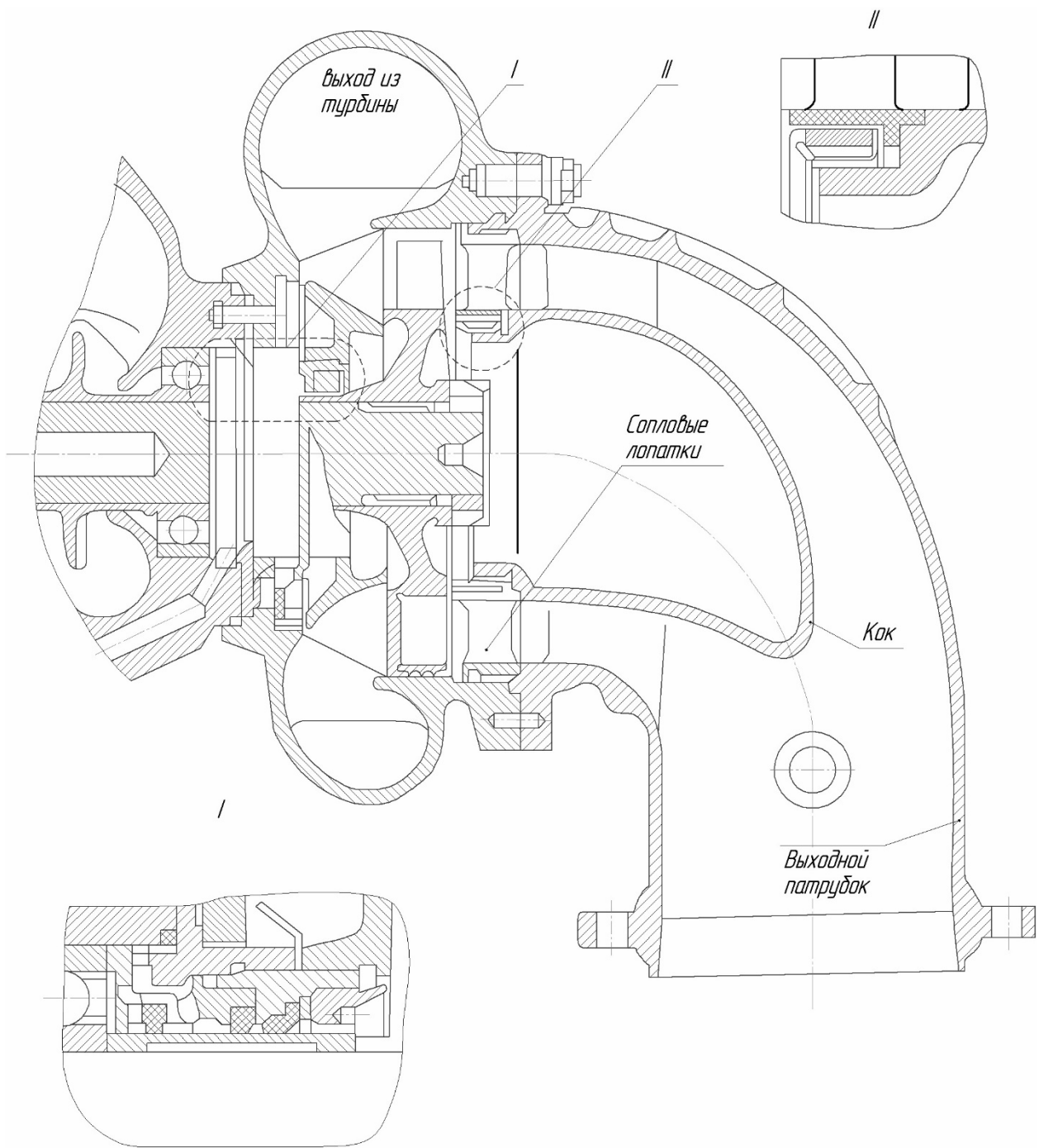


Рис. 12. Конструкция реактивной турбины

В автономных турбинах скорость на выходе из соплового аппарата из-за высокой степени расширения рабочего тела (π_T^*) будет сверхзвуковой.

Поэтому каналы соплового аппарата состоят из сужающейся и расширяющейся частей. Они могут иметь осесимметричную (рис. 13а, б) или же сегментную (рис. 13в, г) формы.

В предкамерных турбинах скорость на выходе из соплового аппарата будет дозвуковой ($M=0,4\dots 0,9$) или околозвуковой ($0,9 < M < 1,2$), вследствие чего каналы сопел имеют сужающуюся форму (рис. 13д, е).

В автономных турбинах стремление уменьшить расход рабочего тела приводит к уменьшению длины рабочих лопаток, что приводит к увеличению влияния перетекания рабочего тела по зазорам на КПД турбины.

С целью увеличения длины лопаток и КПД турбины подвод газа к лопаткам обычно осуществляется по части окружности колеса (парциальный подвод).

Количество мест подвода, их расположение и величина осевого зазора выбираются исходя из работоспособности лопаток и приемлемого КПД турбины. Размеры сечений каналов сопел определяются газодинамическими расчетами.

При парциальном подводе сопловой аппарат может изготавливаться в виде набора отдельных сопел, приваренных к подводящему коллектору и корпусу турбины (рис. 14), сегментов с несколькими соплами (рис. 15), отдельных втулок-сопел (рис. 16), сверлений в корпусной детали.

При большом объемном расходе газа подвод может быть осуществлен по всей окружности колеса (рис. 10, 11, 12). В этом случае сопловой аппарат набирается из отдельных сопловых лопаток или отливается в виде сопловой решетки (рис. 10, 12).

В двухступенчатых турбинах перед вторым венцом рабочих лопаток устанавливается направляющий аппарат (рис. 7, 9, 11).

Форма лопаток и межлопаточных каналов направляющих аппаратов показана на рис. 13г.

Обычно лопатки направляющего аппарата изготавливаются отдельно и с помощью замка или сварки крепятся к сегментам, образующим наружное кольцо.

Внутреннее кольцо образуется полками лопаток. Сегменты кольца крепятся к корпусу турбины (см. рис. 17).

Если турбина двухдисковая, то направляющий аппарат может быть неразъемным. Тогда он набирается из отдельных лопаток или же отливается по выплавляемым моделям (рис. 1, поз. 20).

При парциальном подводе газа направляющий аппарат располагается только против участка, занятого соплами.

Сборник рабочего тела и выходной патрубков (выхлопное устройство – ВУ) предназначены для сбора и отвода газа в пространство, свободное от конструкций – для автономных турбин, и в головку камеры – для предкамерных.

Основные требования к ВУ:

- минимальные гидравлические потери в проточной части (обеспечиваются формой ВУ);
- работоспособность в условиях высоких неравномерно распределённых температур и химически активных газов (за счет применения специальных материалов, компенсаторов температурных расширений, охлаждения).

Конструкции выхлопных устройств автономных и предкамерных турбин показаны на рисунках.

Материалы корпусов турбин выбираются исходя из условий работы (температуры, давления и состава рабочего тела, времени работы) и технологических свойств материалов (штампруемость, свариваемость, обрабатываемость резанием).

Для изготовления корпусов используются алюминиевые или титановые сплавы, если температура газа не превышает 700...800К, жаростойкие легированные (30ХГСА и др.) и нержавеющие стали (X18H10T-Л и др.), а также сплавы ЭИ602, ЭИ654, ЭИ691 и др. если температура газа выше.

Технические требования, предъявляемые к точности обработки и шероховатости поверхностей корпусов турбин при изготовлении аналогичны требованиям к корпусам насосов. Так, например, необходимо, чтобы были выдержаны:

- допуски на посадочные диаметры – в 7 квалитете точности;
- шероховатость сопрягаемых поверхностей – не более 1,25 мкм;
- взаимное биение посадочных поверхностей – в пределах 0,03...0,05 мм;
- непараллельность торцов – 0,03...0,08 мм на длине 100 мм;
- неперпендикулярность торцов относительно осей отверстий – 0,05...0,1 мм на расстоянии 100мм;
- неперпендикулярность торцовых крепежных отверстий относительно оси резьбовых отверстий – не более 0,05мм.

После изготовления корпус турбины подвергается гидро- и пневмопрессовке, т.е. испытаниям на прочность и герметичность.

Для проверки жесткости замеряются деформации корпуса с помощью тензодатчиков или индикаторов перемещений, а при проверке запаса прочности несколько корпусов из партии нагружаются до разрушения.

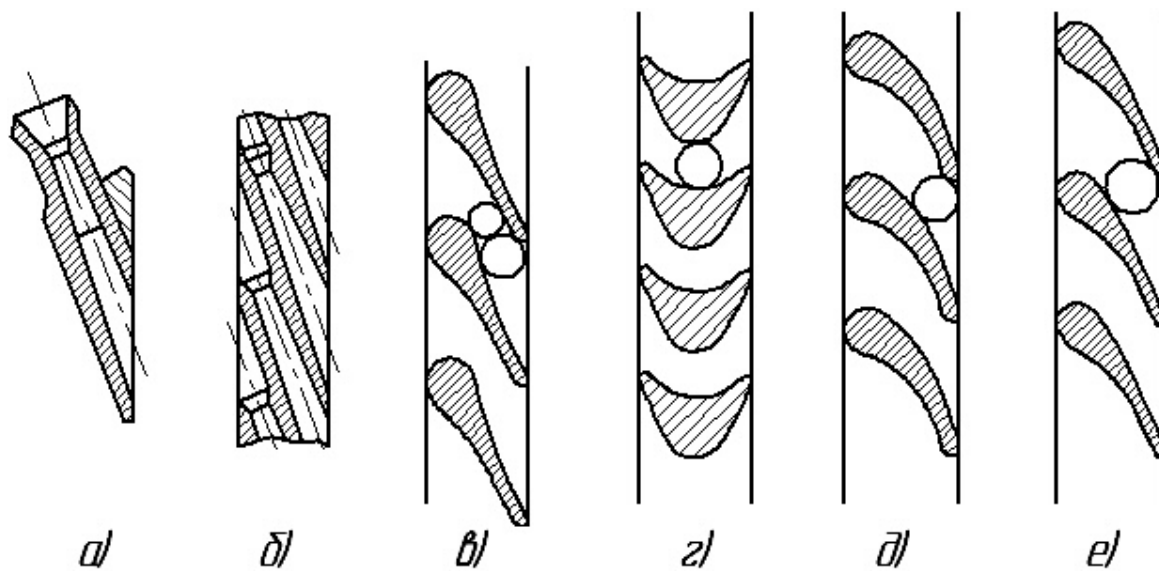


Рис. 13. Формы каналов сопловых аппаратов

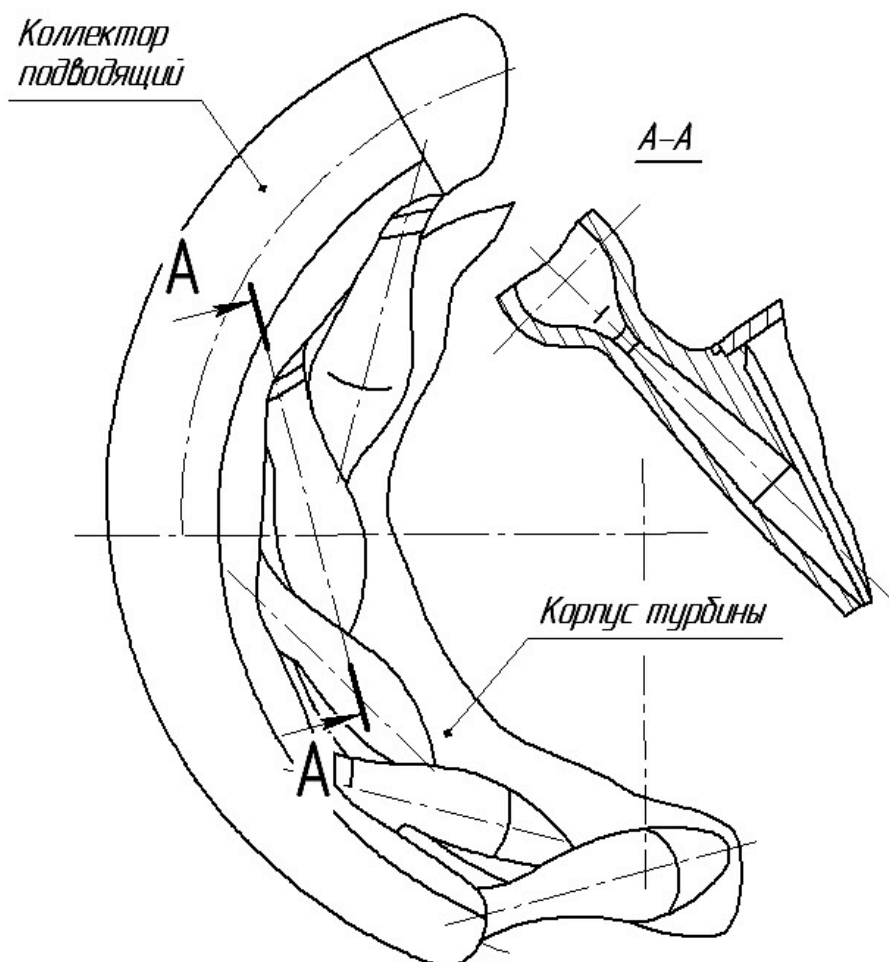


Рис. 14. Сопловой аппарат в виде набора отдельных сопел, приваренных к подводящему коллектору и корпусу турбины

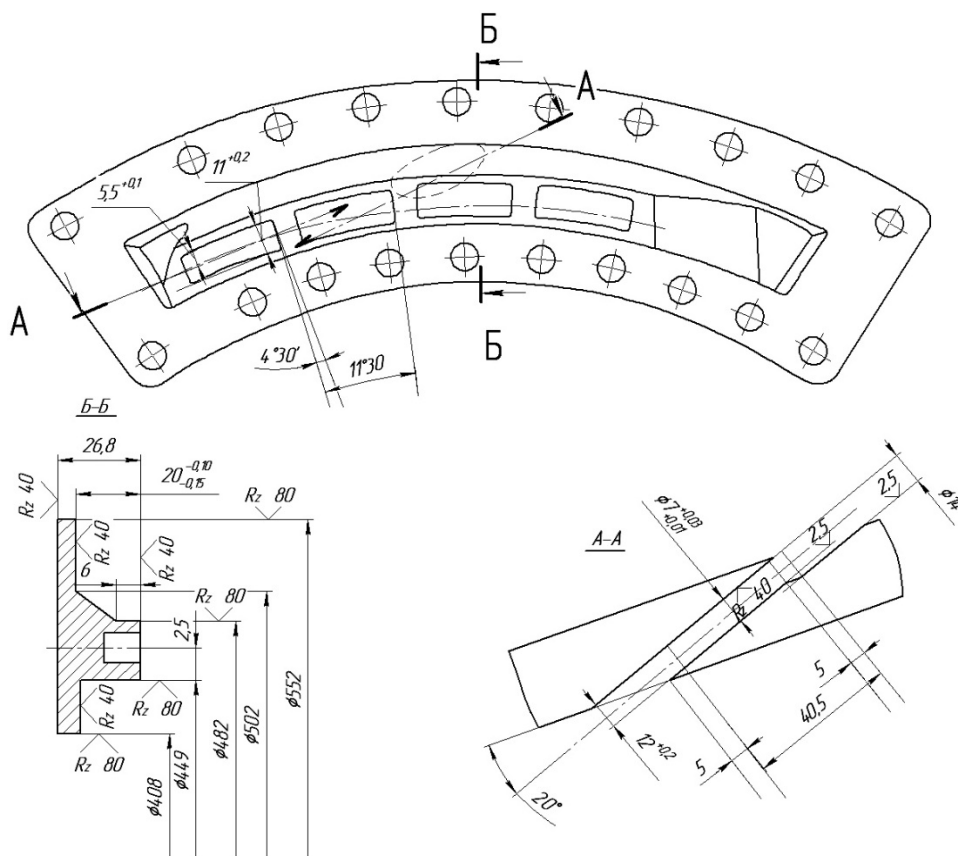


Рис. 15. Конструкция соплового аппарата частичной активной турбины ТНА ЖРД

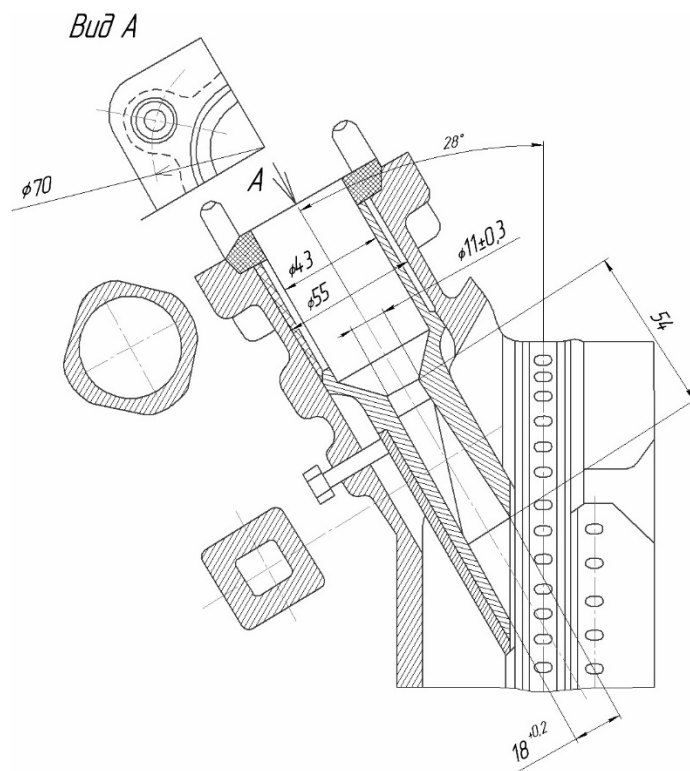


Рис. 16. Сопловой аппарат (в виде единичного сопла) ТНА ЖРД «Вальтер»

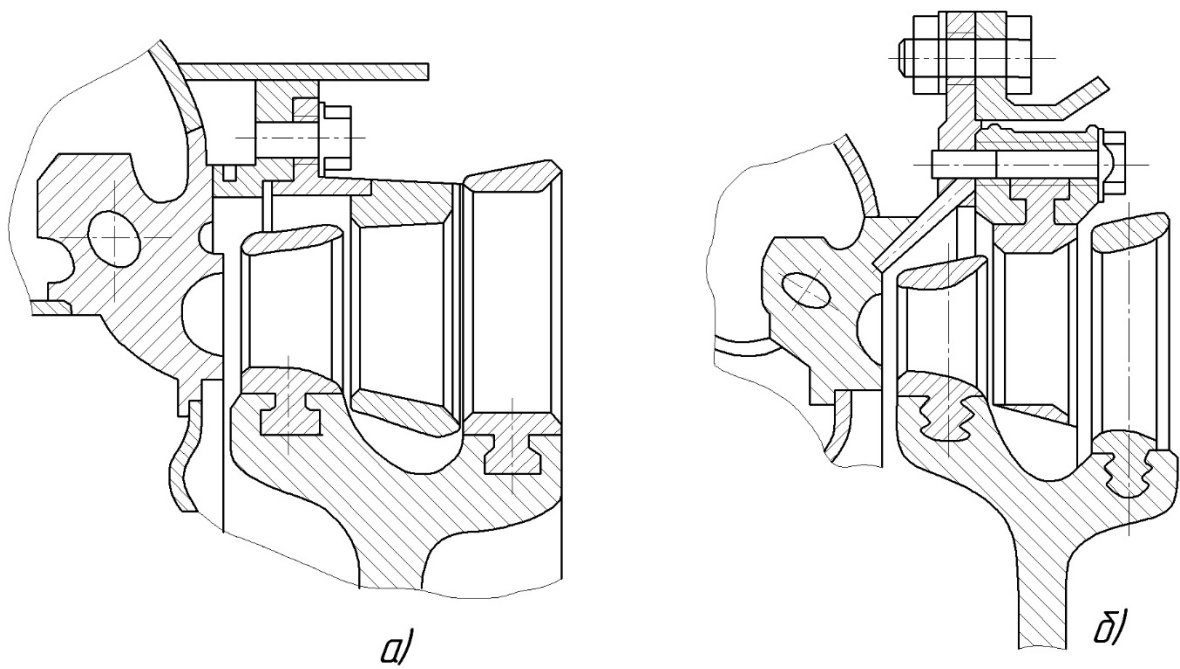


Рис. 17. Способы крепления направляющих аппаратов
 а) с приварными лопатками; б) с лопатками, имеющими Т-образный замок

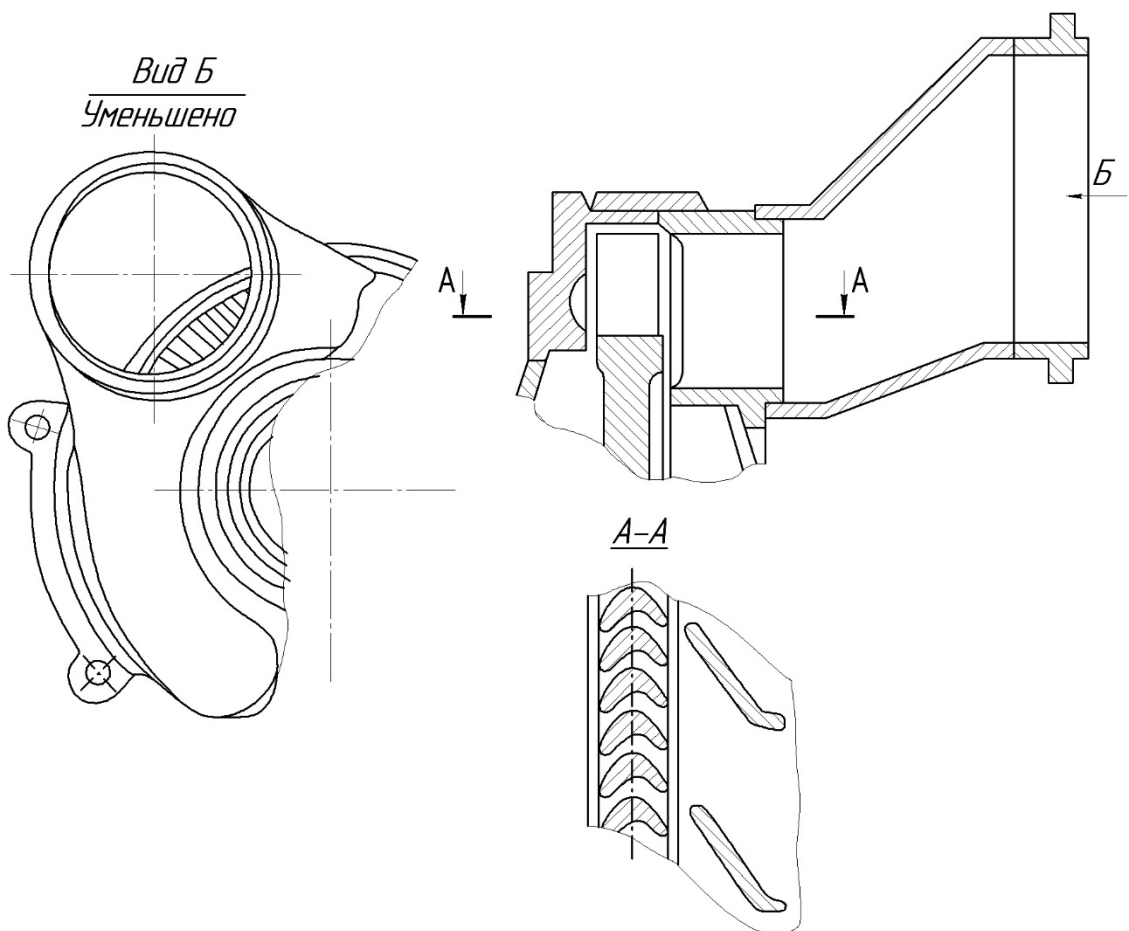


Рис. 18. Конструкция отводящего устройства при расположении турбины между насосами

4.2 Рабочее колесо

Рабочее колесо турбины состоит из лопаток и диска (рис. 19). Лопатки могут быть съемными, приваренными, или же выполненными за одно целое с диском (bladed disk) по технологии блиск (рис. 20).

Основные части лопатки (см. рис. 21): перо, замковая часть (ножка), бандажная полка.

Требования, предъявляемые к лопаткам:

- обеспечение максимально возможного КПД при преобразовании потенциальной и кинетической энергии газа в межлопаточном канале в механическую (крутящий момент);
- надежная передача механической энергии (крутящего момента) к диску.

Первое из требований обеспечивается специальной профилированной, точностью изготовления и чистотой обработки лопаток, а второй – применением специальных материалов и конструкций соединения лопаток с диском.

Съемные и привариваемые лопатки изготавливаются штамповкой с последующей механической обработкой поверхностей (рис. 21, 22) или же литьем по выплавляемым моделям.

Иногда отливаются 2-3 лопатки с одной ножкой. Для уменьшения массы лопатки могут быть пустотелыми (рис. 19в).

Применение бандажных полок на лопатках (см. рис. 19г, 21, 22) позволяет существенно повысить КПД турбины (на 5...10%), снизить вибрации лопаток, но уменьшает их прочность.

Лопатки активных турбин, как правило, получаются короткими, поэтому для упрощения технологии изготовления размеры сечения по высоте пера обычно выдерживаются постоянными (рис. 21, 22).

Сечения лопатки реактивной турбины выполняются несимметричными с различными углами профиля и сечениями по высоте.

Схемы возможных соединений лопаток с диском показаны на рис. 20. Если лопатки выполняются за одно целое с диском (рис. 19а, б, 20а), то обеспечивается наименьшая масса, усложняется технология изготовления и значительно увеличивается стоимость рабочего колеса (т.к. лопатки и диск выполняются из дорогого материала).

Наиболее простой и дешевой является технология производства приваренных лопаток (рис. 22). Однако при сварке трудно получить точное расположение лопаток на диске.

Требуются или специальные приспособления, или конструктивные мероприятия (например, выполнение на ножке лопатки хвостовика, а в диске ответного паза, см. рис. 20б).

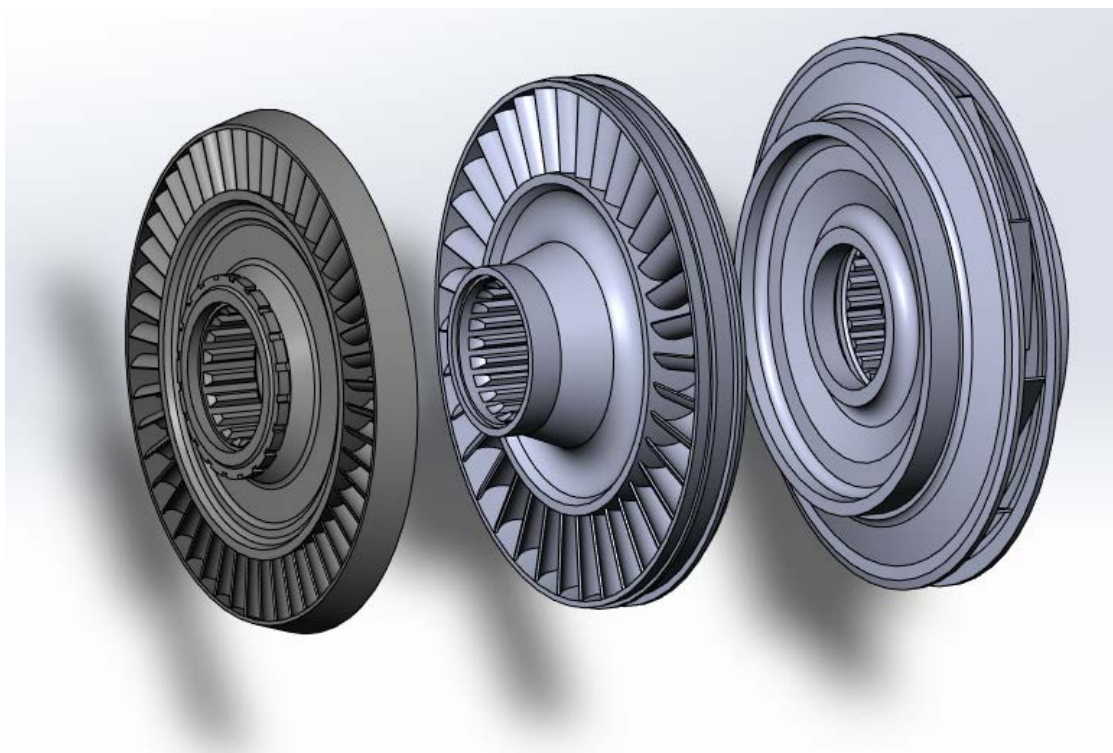


Рис. 19. Рабочие колеса турбин

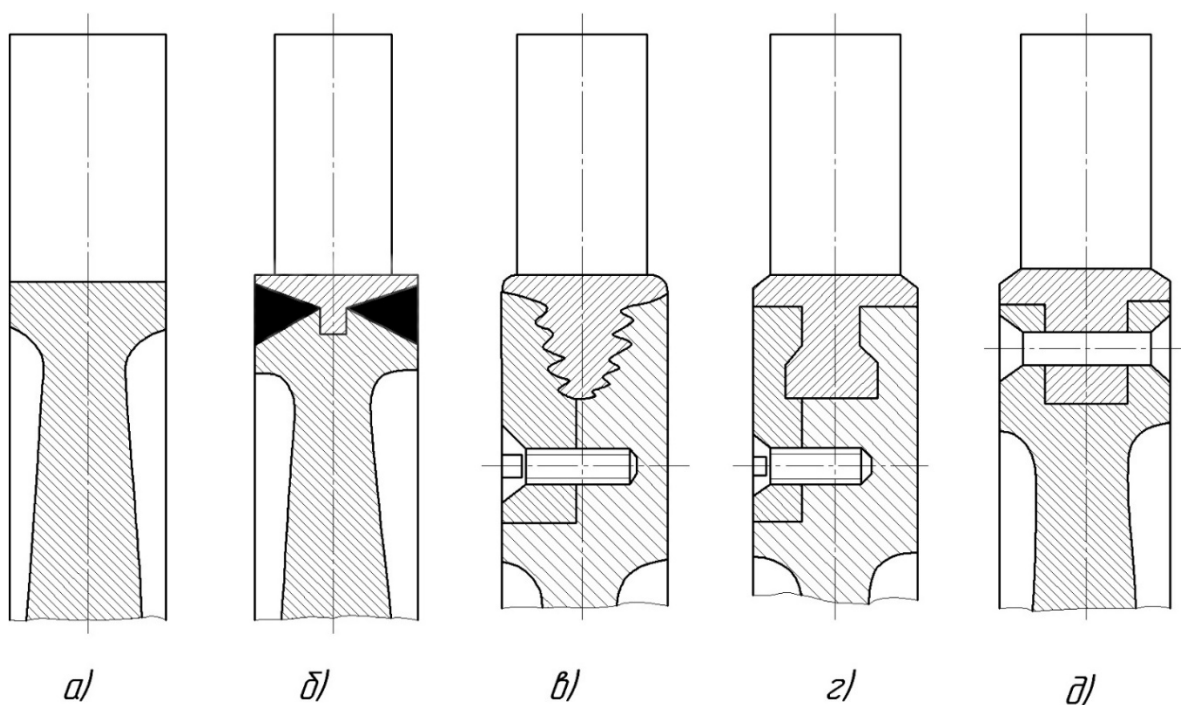


Рис. 20. Схемы соединений лопаток с дисками турбин
 а) – лопатки выполнены за одно целое с диском; б) – сварное; в) елочный замок;
 г) – Т-образный замок; д) – штифтовый замок

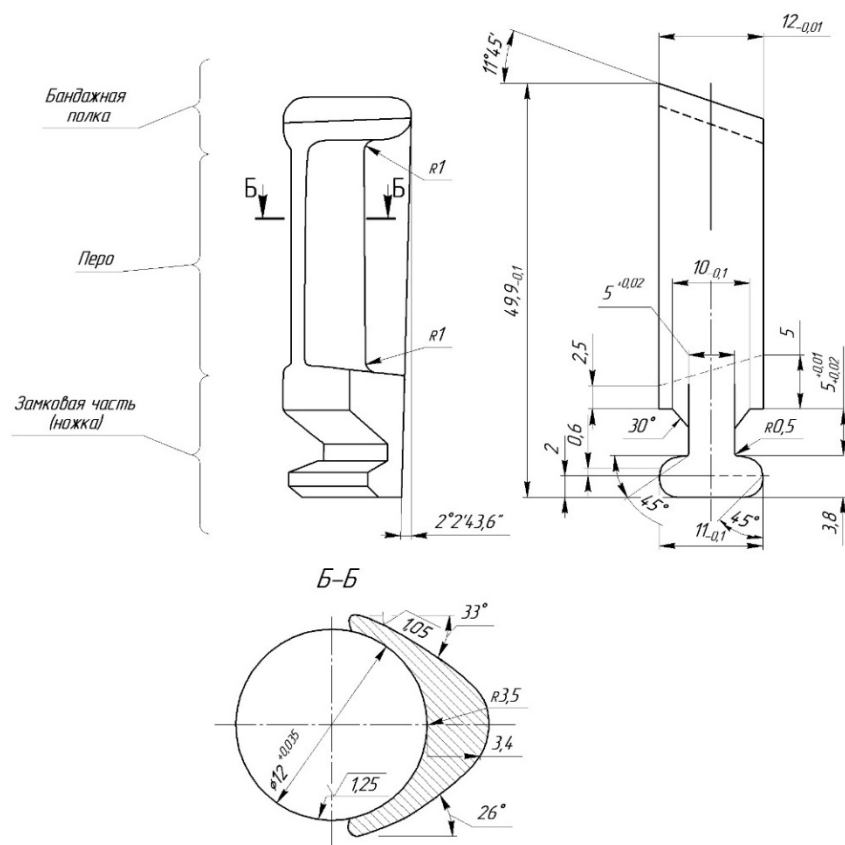


Рис. 21. Съемная лопатка турбины ТНА

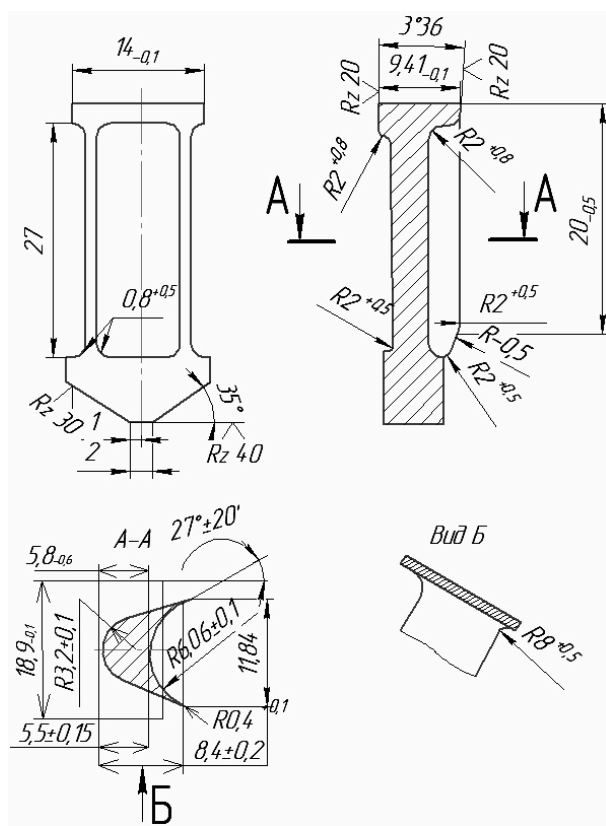


Рис. 22. Лопатка турбины ТНА, соединяемая с диском с помощью сварки

Диск турбины состоит (см. рис. 19) из обода – утолщенной периферийной части, в которой крепятся замки лопаток, полотна – наиболее тонкой части диска и ступени – утолщенной центральной части, с помощью которой диск крепится к валу.

Соединение диска с валом должно обеспечить:

- передачу на вал заданного крутящего момента;
- сохранение центровки и фиксация деталей в холодном и горячем состоянии, что обеспечивает сохранение балансировки ротора;
- минимальную передачу тепла через диск к валу во избежание перегрева подшипников и подогрева криогенных насосов.

Для более полного удовлетворения требований к соединению необходимо, чтоб функции передачи крутящего момента, центрирования и осевой фиксации выполнялись различными элементами соединения.

Способ соединения диска с валом определяется местом его расположения, величиной передаваемых усилий, числом ступеней турбины, способом охлаждения делателей, материалами, технологией изготовления и сборки.

Соединение диска с валом может быть неразборным или разборным (рис. 23).

Если диск выполнен за одно целое с валом (рис. 23а, 18а), то наиболее полно удовлетворяются первые два требования к соединению, масса конструкции получается минимальной, однако усложняется технология изготовления и увеличивается стоимость турбины.

С целью экономии дорогостоящих жаропрочных сталей целесообразно вал делать из материала более дешевого, чем диск.

Наиболее простым является соединение диска с валом с помощью сварки (рис. 23б, в) или штифтов (рис. 23г, в). В последнем случае диск центрируется по валу путем плотной посадки и фиксируется радиальными или наклонными штифтами, которые также передают и крутящий момент.

От выхождения из гнезд под действием центробежной силы штифты удерживаются завальцовкой отверстий над ними (рис. 23д) или постановкой дополнительных втулок (рис. 23г).

Неразборное соединение обычно используется при малой мощности турбины.

Разборные соединения (рис. 23) упрощают изготовление, сварку и доводку турбин, обеспечивают минимальную передачу тепла к валу, но при этом возрастает масса ротора и происходит его разбалансировка при переборках.

Материалы диска и лопаток должны быть свариваемыми. Если материал лопаток не сваривается с материалом диска, то применяют замковые соединения (рис. 20в, г, д).

При небольших нагрузках на лопатку используются Т-образные (рис. 21) и штифтовые (рис. 2д) замки, для которых на ободке диска протачиваются пазы.

При больших нагрузках используется елочный замок (рис. 19в, 20в), но такой замок является наиболее сложным.

Для елочного замка пазы в диске могут иметь осевое направление (рис. 19в) или же протачивается один кольцевой паз (рис. 20в), лопатки в который вставляются через прорезь, закрываемую секторной вставкой (рис. 19в).

Сопловые и, особенно рабочие лопатки работают в тяжелых условиях: при высоких температурах, в среде коррозионно-активного газа, при неравномерном нагреве, а рабочие лопатки – еще и при действии больших центробежных сил.

При изготовлении лопаток должны быть выполнены следующие технические требования (см. рис. 21, 22):

- отклонение формы контуров – 0,1...0,3 мм;
- шероховатость пера лопатки – 0,63...0,32 мкм;
- допуск на углы профиля – (20...30);
- допуск на шаг зубьев ёлочного замка - 0,01...0,02 мм;
- допуск на толщину замка по средней линии зубьев – 0,02...0,06 мм;
- допуск на угол между зубьями – (10...40);
- отверстие под штифт замка – в 4 квалитетах точности.

Материал лопаток должен обладать достаточной прочностью, выносливостью, коррозионной стойкостью, сопротивлением эрозионному разрушению.

При этом материал должен хорошо обрабатываться, для литых лопаток – обладать высокими литейными качествами, а для свариваемых – хорошей свариваемостью.

Сопловые и рабочие лопатки изготавливаются фрезерованием из жаропрочных материалов (X18H9T, ЭИ437) или отливаются из сплавов (ЖС-3, ЖС6-К).

При работе турбины на парогазе лопатки могут изготавливаться из алюминиевых сплавов типа АК или стали 30ХГСА. Поверхности лопаток из алюминиевых сплавов анодируются.

Для повышения жаростойкости стальные лопатки иногда покрываются жаростойкими эмалями.

Диск может быть присоединен к валу непосредственно или через промежуточный элемент.

В первом случае диск может быть закреплен с помощью фланцевого соединения винтами или болтами (рис. 23а, б, в).

Центровка при этом осуществляется посадкой по поверхности вала или цилиндрическими поясками фланцев, а передача крутящего момента – призонными болтами или трением по торцовым поверхностям.

Для передачи большой величины крутящего момента желательно крепление диска к валу располагать на большем диаметре.

На рис. 23в представлено соединение диска с валом, при котором:

- крутящий момент передается с помощью шлицевой втулки с податливым конусом, позволяющим вынести крепление диска на больший диаметр и компенсировать температурные расширения диска;
- центрирование осуществляется по внутреннему пояску на вале, чтобы в процессе нагрева диска натяг увеличивался и не нарушалась центровка, а также с целью уменьшения поверхности, через которую передается тепло с диска к валу.

Если диск выполнен из алюминиевого сплава, то он присоединяется к валу через переходные стальные втулки (рис. 23г).

В двухступенчатых турбинах может применяться одно или двухдисковая конструкция. При однодисковой конструкции обод диска имеет два лопаточных венца (рис. 19в, г), и поэтому получается широким.

Такая конструкция усложняет установку направляющего аппарата и при большой окружной скорости не может применяться по условию обеспечения прочности.

Поэтому используются двухдисковые конструкции (см. рис. 9), в которых крепление дисков к фланцу вала осуществляется обычно с помощью болтов, центрирование – центрирующими поясками на вале и дисках, и передача крутящего момента – призонными втулками или штифтами.

Диски турбин, как и лопатки, работают в тяжелых условиях. Поэтому они изготавливаются механической обработкой штампованных заготовок из жаропрочных сталей и сплавов (30ХГСА, Х18Н9Т, ЭИ437Б, ЭИ415, ЭИ617, ЭИ787), или отливкой вместе с лопатками по выплавляемым моделям из сплавов Ж-1, ЖС6-К.

В турбинах, работающих на парогазе, для дисков можно применять алюминиевые или титановые сплавы.

При изготовлении диска выдерживаются жесткие допуски на размеры. Так, например:

- посадочные пояски или отверстия выполняются в 6...7 качествах точности;
- биение посадочных поверхностей относительно диска – не более 0,03 - 0,05мм;
- допуски на размер паза для крепления лопаток – 0,01 - 0,03 мм;
- шероховатость посадочных и центрирующих поверхностей – 1,25 мкм (7 класс), с остальными – 2,5 мкм (6 класс).

Поверхности дисков оксидируют, анодируют или пассивируют. После изготовления диск вместе с лопатками проходит статическую балансировку.

Вал турбины обычно имеет сложную форму, т.к. на нем предусматриваются посадочные поверхности под подшипники и уплотнения, шлицы или фланец для крепления диска, резьбы для гаек и т.д.

Для снижения массы валы часто выполняются пустотелыми. Форма осевого отверстия задается, в основном, из условия равнопрочности вала.

Иногда вал имеет радиальные сверления, через которые отводится смазывающий подшипники компонент.

Тяжелые условия работы валов (большие крутящие моменты, осевые и радиальные нагрузки, неравномерность нагрева по длине и радиусу) определяют требования к материалам для их изготовления и точность обработки.

Материалами для изготовления валов служат высококачественные легированные стали типа 38ХА, 18ХНВА, 38ХМЮА, 40ХНМА и т.д.

Допуски на изготовление валов имеют следующие средние величины:

- точность рабочих шеек – в 6-7 качествах, а не рабочих – в 8-9 качествах;
- отклонение геометрической формы рабочих шеек 0,005-0,02 мм, а не рабочих – 0,01- 0,04 мм;
- точность осевых отверстий – в 8-9 качествах;
- биение рабочих шеек относительно друг друга в пределах 0,05 - 0,2 мм;
- шероховатость нерабочих поверхностей 5 - 7 класс.

В зависимости от материала рабочие поверхности валов цементируют и азотируют. Валы подвергаются закалке и отпуску.

5 РАДИАЛЬНЫЕ ТУРБИНЫ

Радиально-осевая центростремительная турбина (рис. 24) состоит из подводящего патрубка 1, коллектора 2, радиального соплового аппарата 3, радиально-осевого колеса 4 и осевого выхлопного патрубка 5.

Поток рабочего тела, поступаая из соплового аппарата в межлопаточные каналы, движется сначала к центру, затем поворачивает в осевом направлении и, наконец, выходит из колеса под углом к оси, создавая вращающий момент.

Масса и габариты радиальной турбины обычно несколько больше, чем осевой, а на диск ее колеса действуют значительно большие осевые, температурные и центробежные нагрузки.

Однако при больших отношениях $U/C_{ад}$ КПД радиальной турбины выше, чем осевой. Кроме того, она проще в изготовлении и удобно компоуется с основной камерой двигателя.

Поэтому радиальные турбины иногда используются в качестве предкамерных, а также в качестве жидкостных турбин, приводящих во вращение преднасосы.

Газодинамические и прочностные расчеты турбин ТНА изложены в работах [2,3].

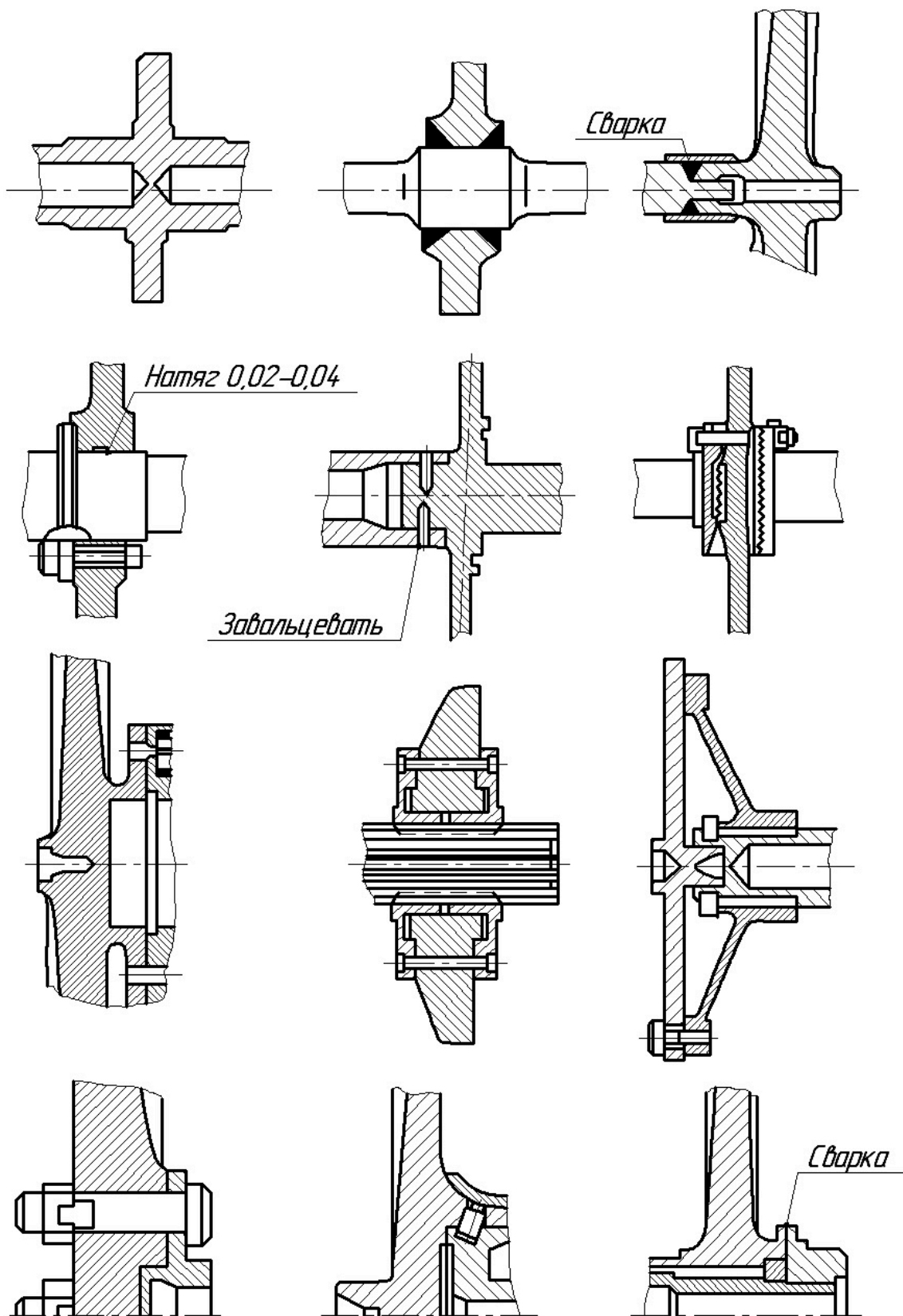


Рис. 23. Типы соединений диска турбины с валом

а, б, в – сваркой; г – е помощью натяга и болтов; д, л – радиальными и наклонными штифтами;
 ж – осевыми штифтами и винтами; з, и, м – радиальными (Хирто) или осевыми шлицами;
 к – призонными болтами

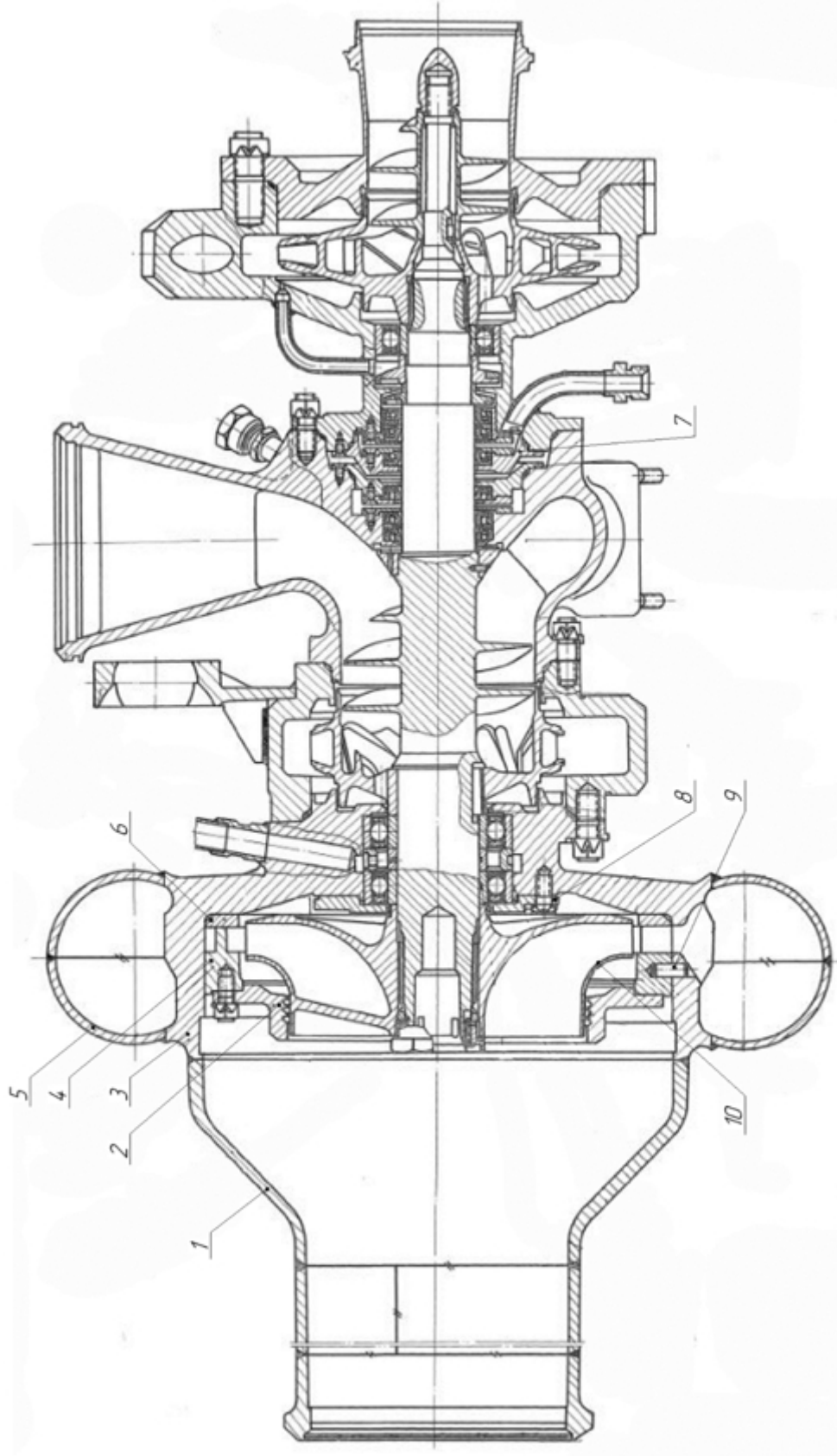


Рис. 24. Турбонасосный агрегат с радиальной центробежной турбиной

1 – выхлопной патрубок; 2 – крышка турбины; 3 – корпус турбины; 4 – сопловой аппарат; 5 – коллектор подвода газа; 6 – кольцо; 7 – сопло; 8 – крышка корпуса турбины; 9 – штифт; 10 – радиальное рабочее колесо турбины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

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