

**КУЙБЫШЕВСКИЙ
ОРДЕНА ТРУДОВОГО
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ С. П. КОРОЛЕВА**

**А. И. Белоусов,
И. П. Косицын,
С. Н. Рождественский**

**ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ТУРБОНАСОСНЫХ
АГРЕГАТОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ
ЛЕТАТЕЛЬНЫХ
АППАРАТОВ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

КУЙБЫШЕВ

1974

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный
институт им. С.П.КОРОЛЕВА

А.И.Белоусов, И.П.Косицын,
С.Н.Рождественский

ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Учебное пособие

Под общей редакцией доцента А.И.Белоусова

Рассмотрено и утверждено
редакционным советом института
12 января 1972 года

Куйбышев 1974

Рецензенты - доцент Б.М.Аронов,
доцент Н.Т.Тихонов

© Куйбышевский авиационный институт, 1974 г.

А.И.Белоусов, И.П.Косицын
С.Н.Рождественский

ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Учебное пособие

Редактор Н.А.Сидоренко
Техн.редактор Н.М.Каленник
Корректор Т.И.Щелокова

ЕО 05261.. Подписано к печати 19.IX-74 Формат бумаги 60x84^I/16

Объем 8,5 печ.л. Тираж 500 экз. Цена 55 коп.

Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева,
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Тип. им. Мяги, г. Куйбышев, ул.Венцека, 60. Заказ № 3458.

ВВЕДЕНИЕ

Турбонасосный агрегат (ТНА) предназначен для подачи компонентов топлива в камеру жидкостного ракетного двигателя (ЖРД).

ТНА ЖРД состоит из насоса окислителя, насоса горючего и турбины. Иногда ставятся дополнительные насосы, например, для подачи компонента в газогенератор (ГГ), для наддува баков.

Конструкция и характеристики работы ТНА в основном определяются его конструктивной схемой, характеризуемой типом, количеством и взаимным расположением основных узлов. Поэтому, приступая к проектированию ТНА, необходимо прежде всего выбрать конструктивную схему агрегата. Подробно с конструктивными схемами студент знакомится при изучении конструкции лопаточных машин. Здесь лишь кратко остановимся на некоторых соображениях выбора схем ТНА.

Простейшая схема насоса (рис.1а) состоит из корпуса I и рабочего колеса 2^х). Для улучшения кавитационных качеств насоса на входе в рабочее колесо может ставиться осевой преднасос-шнек (рис.1б). Такой насос называется шнекоцентробежным. У него шнек и рабочее колесо посажены на один вал и вращаются с равными числами оборотов.

Для уменьшения веса ТНА необходимо увеличить обороты ротора, но при этом требуется повышенное давление на входе в насос, что ведет к утяжелению баков. Это противоречие стимулировало создание насосов с выносными преднасосами (рис.1в) и двухкаскадных схем (рис.3). В последнем случае насос и преднасос вращаются с разными числами оборотов, которые для преднасоса выбираются из условий обеспечения кавитационных качеств, а для насоса - из условий получения минимального веса.

х) Рабочее колесо называют также крыльчаткой

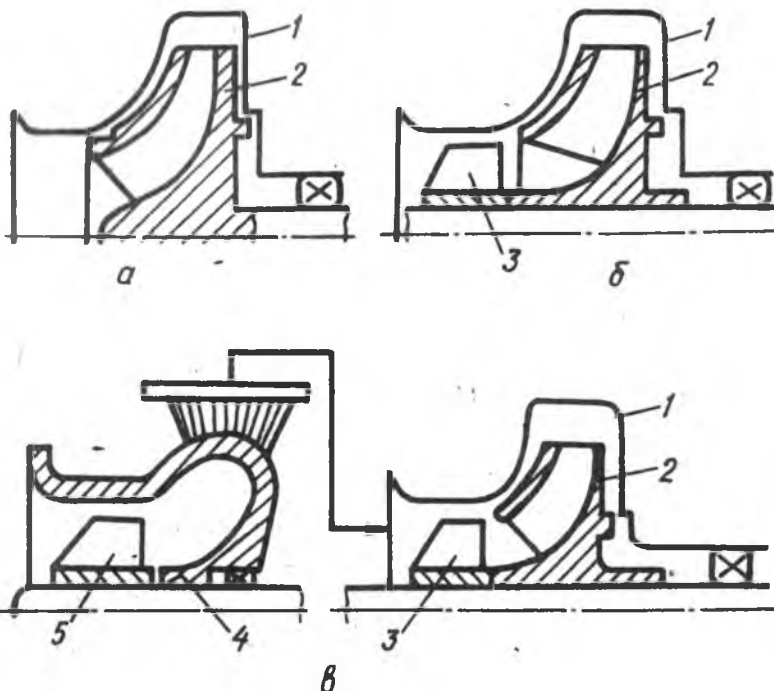


Рис. I. Конструктивные схемы насосов:
а — центробежный, б — шнекоцентробежный,
в — с выносным преднасосом.

I — корпус насоса, 2 — рабочее колесо насоса, 3 — шнек насоса, 4 — корпус преднасоса, 5 — шнек преднасоса

Преднасосами могут быть шнеки (осевые насосы), шнекоцентробежные насосы, эжекторы, а основными насосами — центробежные и осевые ступени.

В ТНА ЯРД могут применяться различные конструктивные схемы турбин, методики расчета которых принципиально те же, что и для турбин авиационных двигателей.

Однако турбины ЖРД имеют характерную особенность: низкий к.п.д. из-за недогруженности по оборотам, больших потерь с выходной скоростью, малой высоты лопаток (что, правда, несколько облегчает их изготовление), парциальности и обусловленных ею дополнительных потерь.

В "открытых" схемах ЖРД, как правило, применяются активные высокоперепадные одноступенчатые или многоступенчатые турбины со ступенями скорости. Это вызвано стремлением уменьшить расход газа, питающего турбину и не участвующего в создании эффективной тяги двигателя. Поэтому в турбинах ЖРД "открытых" схем потребная мощность достигается за счет высокого значения удельной мощности турбины и увеличения срабатываемого перепада давления π_T .

Активный принцип облопачивания в последнем случае объясняется не только стремлением упростить разгрузку осевых сил ротора ТНА, но главным образом тем, что малый расход газа заставляет конструктора проектировать турбину парциальной, в которой подвод рабочего тела происходит не по кольцевой площади, а на части окружности.

В "замкнутых" схемах ЖРД срабатываемый на турбине перепад значительно меньше ($\pi_{T\Sigma}^* = 1,3 + 2,5$). Это объясняется тем, что расход рабочего тела через турбину в таких двигателях существенно больше и можно обеспечить потребные мощности при малых теплоперепадах.

Выбор типа турбин и насосов ЖРД определяется свойствами компонентов топлива, параметрами, условиями эксплуатации и назначением двигателя, а также конструктивными соображениями, такими как:

- удобство компоновки узла в схеме ТНА и двигателя в целом;
- принятая пневмогидравлическая схема двигателя ("открытая", когда газ после турбины выбрасывается за борт летательного аппарата и не участвует в создании полезной тяги, или "замкнутая", когда газогенераторный газ дожигается в основной камере сгорания ЖРД);
- обеспечение минимального веса и габаритов;

требования максимальной экономичности и высокого уровня коэффициента полезного действия;
условия обеспечения оптимальной разгрузки осевых сил в схеме ТНА;

получение достаточной прочности элементов узла и максимальной степени надежности;
обеспечение минимального времени экспериментально-доводочных работ в процессе отработки ЖРД на заданные параметры;
технологичность и простота выбранной конструкции при серийном изготовлении.

При наличии уже отработанных конструкций ЖРД немаловажное значение имеет использование опыта их создания.

Унификация элементов конструкции, основных принципов расчетного и конструкторского проектирования узла является фактором, позволяющим создать новый двигатель в сжатые сроки с высокой степенью надежности и наименьшими материальными затратами.

Принципы проектирования связаны с методами производства. Можно исходить при проектировании из возможностей, которые обеспечивают существующие методы изготовления, а можно определить необходимую точность для спроектированной конструкции ТНА. Вопрос состоит в том, что должно быть выбрано сначала: конструкция элементов ТНА или методы и допуски изготовления.

Как бы глубоко ни были изучены физические явления, нельзя не принимать во внимание субъективные факторы, такие как квалификация работников, чувство ответственности, здравый смысл, терпение, развитое осознание, интерес к делу, стремление к новому, способность к оправданному риску и т.д.

Для ЖРД больших тяг ТНА по размерам и сложности конструкции может быть сравнен с авиационными двигателями. Создание надежно работающего ТНА требует больших знаний, высокой квалификации, опыта и времени.

Определенные знания студент получает, изучая теорию и конструкцию лопаточных машин, выполняя курсовой и дипломный проекты.

В пособии изложены основные вопросы проектирования насосов и турбин ТНА, методика расчета центробежного насоса со шнековым преднасосом и без него. Приведен порядок расчета осевой (низко-

перепадной и высокоперепадной) и центростремительной турбин по среднему диаметру. Рассмотрены особенности расчета многоступенчатых турбин и профилирование лопаточной части.

Расчет параметров потока и профилирование по высоте лопаток не приводится. Эти вопросы достаточно подробно изложены в специальной литературе (см, например [1, 3, 6, 8, 13, 21]).

Пособие написано в системе единиц МКГСС. Для перевода в систему единиц СИ следует пользоваться следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} 1 \text{ кг} &= 9,8 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н}; & 1 \text{ кг/см}^2 &= 9,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 \approx 10^5 \text{ Па}; \\ 1 \text{ лс} &= 735,5 \text{ Вт}; & 1 \text{ мм вод. ст.} &= 9,8 \text{ Па}; & 1 \text{ мм рт. ст.} &= 133,3 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Введение, гл. I и параграфы гл. III по профилированию сверхзвуковых активных рабочих лопаток и круглых сопел турбин написаны А.И.Белусовым, гл. II - И.П.Косицыным, гл. III - С.Н.Рождественским.

Авторы признательны рецензентам доц. Б.М.Аронову и доц. Н.Т.Тихонову и всем, кто способствовал подготовке и выпуску пособия.

ГЛАВА I. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ТНА

Различают одновальные (безредукторные), редукторные, двухкаскадные и отдельные ТНА.

Наибольшее распространение получили одновальные ТНА, как наиболее простые по конструкции и надежные в работе.

Схема двухпорного ТНА, состоящего из двух насосов с односторонними входами и турбины (рис. 2а,б), проста. Если крыльчатки расположены консольно (рис.2а), то вход компонентов в насосы не загроможден. Это улучшает антикавитационные свойства насосов. Кроме того, облегчается сборка и разборка насосов и размещение на входе предварительных ступеней. Такая схема целесообразна при малой длине и повышенной жесткости ротора, когда массы крыльчаток насосов и рабочего колеса турбины сравнительно малы. Иначе может появиться большая деформация ротора. Зазоры в щелевых уплотнениях насосов придется значительно увеличить, из-за чего возрастут утечки из полости высокого давления во всасывающую полость, и к.п.д. насосов будет снижен. Кроме того, при такой схеме ухудшаются условия работы подшипников, сильно перегруженных (ввиду малого расстояния между опорами) действием гироскопических моментов, а также усложняются уплотнения между турбиной и насосами, так как полости высокого давления насосов обращены к турбине. Если подшипники смазываются не компонентами топлива, а специальной смазкой, то требования к уплотнениям повышаются.

Для уменьшения прогиба ротора увеличивают диаметр вала (и следовательно, момент сопротивления изгибу) или количество опор.

В конструктивной схеме, показанной на рис.2,в,прогиб меньше, зазоры в целевых уплотнениях можно выполнить меньшими, объёмный к.п.д. насосов возрастет. Насосы обращены к турбине всасывающими полостями. Это упрощает уплотнение между насосами и турбиной. Однако входы в насосы загромождены, что требует дополнительных мероприятий для увеличения антикавитационного запаса.

Ротор такого ТНА получается несколько длиннее, чем в схеме, приведенной на рис.2,а.

Для облегчения уравнивания осевых усилий, действующих на ротор, односторонние крыльчатки располагают входами внутрь или наружу.

Конструктивная схема ТНА значительно усложняется, если насосов или ступеней больше двух.

Постановка дополнительных насосов (или ступеней) обусловлена разными причинами. Основными из них являются:

- стремление повысить антикавитационные свойства насосов;
- необходимость уменьшения радиальных габаритов или оборотов насосов;
- увеличение прочности или облегчение камеры;
- необходимость насосной подачи третьего компонента в газогенератор или для наддува баков;
- использование замкнутой системы питания ЖРД;
- желание получить большое давление, которое не обеспечивается одним насосом (точнее одной ступенью насоса).

Рассмотрим подробнее эти причины.

Для повышения антикавитационных свойств агрегата насосы (ступени), иногда располагают последовательно (рис.2,г).

Первую ступень насоса обычно называют предварительной, а насос первой ступени - преднасосом, или насосом малого давления. На рис. 2,г показан центробежный насос первой ступени. Обычно в качестве преднасосов используются осевые насосы (рис. 1,б), имеющие существенные преимущества в области малых напоров и больших расходов.

Для уменьшения диаметральных размеров ТНА переходят на двухступенчатые (или многоступенчатые) насосы (рис.2,г).

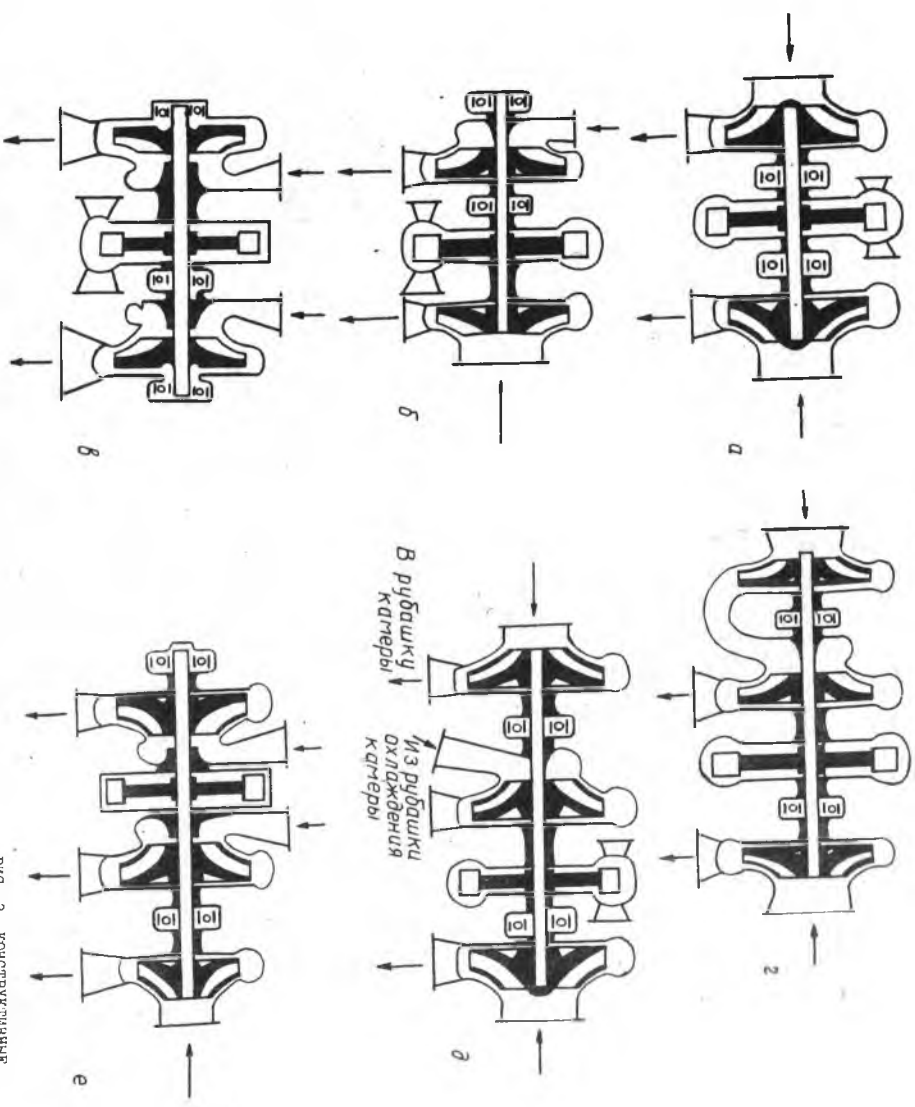
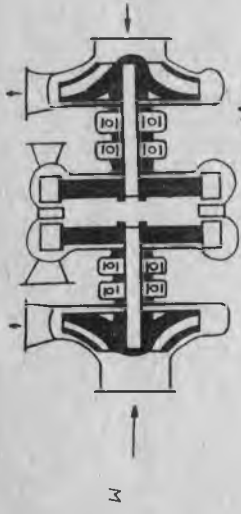
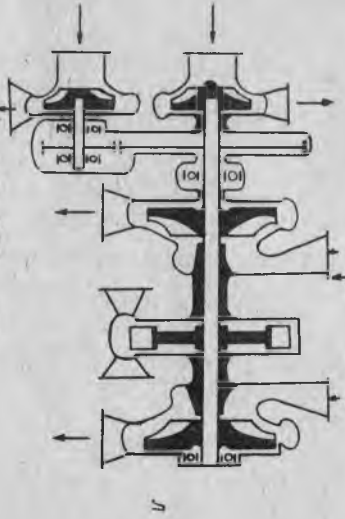
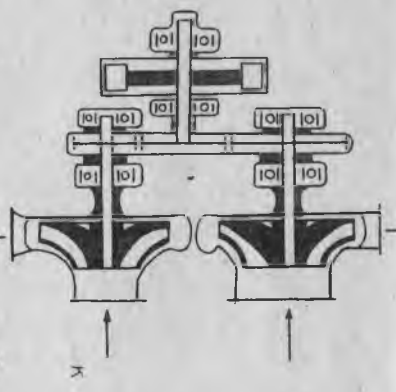
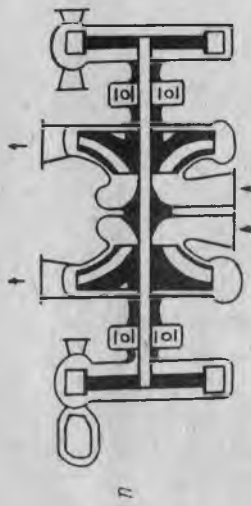
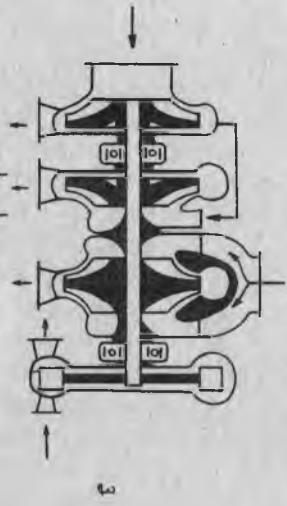
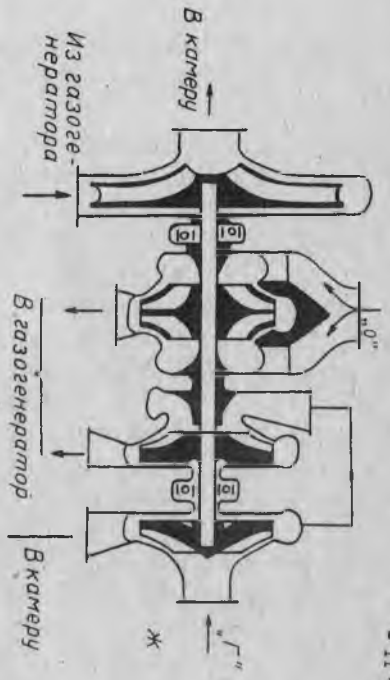


РИС. 2. КОНСТРУКТИВНЫЕ



Напор ступени

$$H = \kappa_{u_2} \cdot \frac{u_2^2}{g} = c \frac{n^2 D_2^2}{g}, \quad (1)$$

где $\kappa_{u_2} = 0,4 + 0,7$ - коэффициент напора;

u_2 - окружная скорость наружного D_2 диаметра крыльчатки;

g - ускорение свободного падения;

n - число оборотов крыльчатки;

$$c = \frac{\pi^2 \kappa_{u_2}}{3600} \quad - \text{коэффициент пропорциональности.}$$

Для двухступенчатого насоса напор равен сумме напоров ступеней

$$H_{\Sigma} = H_I + H_{II} = c \frac{n^2}{g} (D_{2I}^2 + D_{2II}^2). \quad (2)$$

Здесь принято, что коэффициент напора для обеих ступеней одинаков; D_{2I} и D_{2II} - наружные диаметры первой и второй ступеней.

Сравнивая формулы (1) и (2), видим, что для создания потребного напора в случае применения двухступенчатого насоса потребуются крыльчатки меньшего диаметра, но при этом растут осевые габариты, конструкция усложняется, а надежность ТНА падает.

Если необходимо уменьшить обороты ТНА, то для получения требуемого напора согласно формуле (2) можно переходить также к двухступенчатому варианту насоса (рис.2,г).

При охлаждении камеры компонентом топлива по прочностным соображениям может оказаться нецелесообразной подача его в рубашку под высоким давлением. Нагружение стенок уменьшится, если применить последовательное соединение насосов (рис.2,д).

Иногда газогенератор работает не на основных компонентах топлива, причем подача рабочего тела в газогенератор производится насосом (рис. 2,е). Например, в кислородно-керосиновом двигателе турбина может работать на продуктах разложения перекиси водорода $H_2 O_2$ - на парогазе.

В некоторых ракетных системах подача рабочего тела для наддува баков (например, жидкого азота, гелия) осуществляется насосом (рис.2,е).

Если газогенератор работает на основных компонентах, но после турбины газ поступает на дожигание в основную камеру сгорания (рис. 2, ж, з), то целесообразно поставить дополнительную ступень насоса того компонента, который подается в газогенератор в небольшом количестве.

В принципе можно ограничиться одной ступенью насоса такого компонента, а в рубашку охлаждения камеры подавать компонент под требуемым давлением через дроссель. Но в этом случае получают непроизводительные потери мощности, составляющие в двигателях большой тяги значительную величину.

При использовании компонентов с малым удельным весом (например, жидкого водорода) от одной ступени невозможно получить высокое давление. Известно, что для титановых сплавов максимально допустимая окружная скорость из условия прочности составляет

$U_{2max} \approx 500$ м/сек, для крыльчаток из алюминия $U_{2max} \approx \approx 200 + 300$ м/сек, из стали - $U_{2max} \approx 400 + 450$ м/сек. Тогда максимальный напор одной ступени в случае титановых крыльчаток по формуле (I)

$$H_{max} \approx 0,5 \cdot \frac{500^2}{9,82} = 1,27 \cdot 10^4 \text{ м. столба жидкости.}$$

Если рабочее тело насоса - жидкий кислород, то

$$\Delta p_{max} = \gamma \cdot H_{max} = 1140 \cdot 1,27 \cdot 10^4 \cdot 10^{-4} = 1450 \text{ кг/см}^2.$$

Если же рабочее тело насоса - жидкий водород с удельным весом $\gamma \approx 80$ кг/м³, то максимальное давление, которое может обеспечить одна ступень центробежного насоса, составляет

$$\Delta p_{max} \approx 80 \cdot 1,27 \cdot 10^4 \cdot 10^{-4} \approx 100 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, для водородных двигателей при значительном давлении в камере необходим многоступенчатый водородный насос. Конструктивная схема ТНА (рис. 2, г) внешне аналогична рассмотренным, но по существу другая. Если ранее применение двухступенчатого насоса было обусловлено стремлением уменьшить диаметральные размеры, обороты или опасность возникновения кавитации, то в последнем случае двухступенчатый насос ставится для создания требуемого высокого давления компонента, которое не может быть получено от одной ступени насоса.

Расположение турбины определяется силовой схемой ТНА, удобствами размещения магистралей газов и компонентов, газогенераторов, испарителя и т.д. В одновальном ТНА турбина может располагаться между насосами (рис.2,а - е) или консольно (рис.2,ж,з).

Расположение турбины между насосами позволяет более рационально распределить крутящий момент по валопроводу и надежно разобщить полости одного компонента от полости другого, что особенно важно для самовоспламеняющихся компонентов. Конструктивная схема двухпорного ТНА с консольно расположенными турбиной и насосом (рис.2,б) имеет существенные преимущества. Исключается влияние тепловых деформаций корпуса турбины на работу подшипников. Если подшипники смазываются компонентами, то обе опоры могут омываться тем из компонентов, который обладает лучшими охлаждающими и смазывающими способностями. Однако при наличии гироскопического момента условия работы подшипников в такой конструктивной схеме весьма тяжелые.

При расположении турбины между насосами корпусы двух насосов соприкасаются с горячим корпусом турбины, что способствует большим температурным деформациям статора и ротора и требует использования методов термокомпенсации.

Консольное расположение турбины (рис.2,ж,з) позволяет устранить этот недостаток. Вместе с тем облегчается подвод и отвод горячих газов от турбины. Такая схема особенно целесообразна, если один из насосов имеет двухсторонний вход.

Насосы с двухсторонним входом применяются для улучшения антикавитационных качеств насоса в случае большого расхода одного из компонентов. Направляя поток по двум каналам, получают меньшие скорости на входе и меньшую нагрузку на лопатки. Кроме того, насос с двухсторонним входом позволяет избавиться от осевых сил, возникающих при работе одностороннего насоса. Насосы с двухсторонним входом для обеспечения одинаковых условий с каждой стороны, как правило, консольно не располагаются.

Для более рационального распределения крутящего момента по валопроводу желательно у консольной турбины располагать насос, имеющий большие затраты мощности.

Консольное расположение турбины целесообразно в ТНА ЖРД с дожиганием и особенно при использовании центростремительной турбины (рис.2,ж). Реактивная центростремительная турбина может

иметь лучшую экономичность, но создает большие осевые усилия. Так как полость высокого давления турбины обращена к насосу, то условия работы уплотнений между турбиной и расположенным рядом насосом очень тяжелые.

Для упрощения уплотнений между турбиной и насосом газ на турбину следует подводить так, чтобы полость низкого давления и температуры консольной турбины находилась между рабочим колесом турбины и насосом (рис.2,з).

Это условие компоновки исключительно важно для ТНА ЖРД с дожиганием ввиду высокого давления газа с обеих сторон реактивной турбины, особенно на входе в турбину.

В зоне горения газогенератора температура составляет более 2000°C . Для снижения температуры газ, поступающий в турбину, имеет избыток окислителя или горючего (в зависимости от выбранной пневмогидравлической схемы ЖРД). Поэтому рядом с консольно расположенной турбиной должен находиться насос того компонента, избыток которого имеется в газе, т.е. рядом с турбиной, работающей на окислительном газе (с избытком окислителя), должен находиться насос окислителя, а около турбины, работающей на восстановительном газе (с избытком горючего), - насос горючего. В случае иного расположения насоса и турбины при попадании компонента в полость турбины будет происходить его догорание, сопровождающееся повышением температуры, что может привести к обгоранию элементов турбины и выходу их из строя.

Если по условиям компоновки насосы окислителя и горючего оказываются рядом, то желательно их полости низкого давления располагать навстречу друг другу (рис.2,и). При этом облегчается создание уплотнения по валу между насосами и повышается надежность ТНА.

Рассмотренные одновалные безредукторные ТНА просты по конструкции, легки и надежны в работе. Однако в безредукторных схемах трудно (а иногда и невозможно) обеспечить работу насосов и турбины при параметрах, близких к оптимальным.

ТНА имеет наименьшие габариты и вес, а также высокий к.п.д. насосов и турбины при большем числе оборотов.

Как следует на рис.26, для получения максимального к.п.д. одноступенчатой турбины отношение окружной скорости рабочего колеса U к адиабатической скорости истечения газа из турбины $C_{ад}$ должно составлять величину $U/C_{ад} \approx 0,4 + 0,5$.

В одноступенчатой активной турбине ТНА двигателя открытой схемы $C_{ад}$ значительна ($C_{ад} \approx 1000 \div 1300$ м/сек), так как срабатывается большой перепад давлений π_T . В турбинах установок с замкнутой схемой перепад давления π_T невелик и $C_{ад}$ меньше.

Для достижения оптимального значения $U/C_{ад}$ необходимо увеличивать окружную скорость вращения рабочего колеса, зависящую от диаметра и числа оборотов турбины.

Увеличение диаметра колеса приводит к увеличению габаритов и веса турбины, а при малом расходе газа - и к увеличению потерь ввиду уменьшения степени парциальности.

Увеличение числа оборотов одновального ТНА ограничено максимально допустимыми оборотами насосов. По формуле С.С. Руднева, максимальные обороты, при которых обеспечивается безкавитационная работа,

$$n_{max} = \left(\frac{P_o - P_s}{10\gamma} \right)^{3/4} \cdot \frac{C_{кр}}{\sqrt{Q}}, \quad (3)$$

где P_o - давление компонента на входе в насос;
 P_s - давление насыщенных паров компонента;
 γ - удельный вес компонента;
 Q - производительность насоса;
 $C_{кр}$ - критический коэффициент кавитации, характеризующий конструкцию насоса.

Для обычных насосов $C_{кр} = 800 \div 1100$. Для колес с высокими антикавитационными качествами, имеющих лопатки специального профиля и особые формы, $C_{кр} = 2000 \div 2200$. При постановке шнековых или осевых преднасосов $C_{кр} = 3000 \div 4000$ и выше.

Из выражения (3) следует, что максимально допустимое число оборотов насоса окислителя будет меньше, чем насоса горючего, поскольку удельный вес и объемный расход окислителя всегда больше. Поэтому в одновальных ТНА число оборотов определяется оборотами насоса окислителя.

Если принять значения ($P_o - P_s$) и $C_{кр}$ для насосов горючего и окислителя равными, то отношение максимально допустимых чисел оборотов насосов обоих компонентов

$$\frac{n_{\max \Gamma}}{n_{\max 0}} = \sqrt[4]{\left(\frac{\gamma_0}{\gamma \Gamma}\right)^3 \cdot \chi^2} = \sqrt[4]{\left(\frac{\gamma_0}{\gamma \Gamma}\right)^3 \cdot (\alpha \chi_0)^2}, \quad (4)$$

где χ , χ_0 и α - соответственно соотношение компонентов, стехиометрическое соотношение компонентов и коэффициент избытка окислителя.

Результаты расчетов по формуле (4) для некоторых топлив приведены в табл. I.

Таблица I

Компоненты	γ	α	χ_0	$n_{\max \Gamma} / n_{\max 0}$
Керосин	0,83	0,85	3,39	1,84
Жидкий кислород	1,14			
Керосин	0,83	0,85	5,57	2,53
Азотная кислота	1,51			
Жидкий водород	0,07	0,65	8,0	4,61
Жидкий кислород	1,4			
Жидкий водород	0,07	0,65	11,6	5,95
Жидкий фтор	1,51			

Видно, что n_{\max} насосов горючего и окислителя могут отличаться в несколько раз, особенно для водородных двигателей.

Антикавитационные мероприятия позволяют несколько повысить минимальные значения n_{\max} , но не до оборотов, обеспечивающих оптимальные условия работы турбины. В неоптимальных условиях работают одноступенчатые турбины одновалных ТНА двигателей открытых схем, для которых $(u/C_{ad}) \approx 0,1 \div 0,3$. В турбинах двигателей замкнутых схем u/C_{ad} может достигать величины порядка 0,4 - 0,6.

Получение различных, оптимальных для каждого из насосов и турбины оборотов можно достичь применением редукторных схем ТНА. В таких схемах насос окислителя (как наиболее склонный к кавитации) или оба насоса приводятся во вращение через редуктор, снижающий число оборотов насоса (или насосов) по сравнению с числом оборотов турбины (рис. 2, к, л).

Возможна схема, когда турбина имеет промежуточное число оборотов. В этом случае привод одного насоса осуществляется через редуктор, а другого - через мультипликатор.

Особенностью редукторных ТНА, состоящих из узлов насосов, турбины и редукторов, является автономная сборка каждого узла. Это позволяет собирать, испытывать и регулировать узлы независимо друг от друга, что значительно упрощает отработку их на этапе конструкторской доводки.

Редукторные ТНА, хотя и экономичнее безредукторных одновальных турбонасосов, но конструктивно сложнее и тяжелее. Возникают трудности, связанные с охлаждением и смазкой редуктора.

Разное число оборотов насосов различных ступеней можно получить, используя двухкаскадные схемы ТНА.

Хорошие антикавитационные свойства высокооборотных центробежных насосов могут быть достигнуты в конструктивных схемах ТНА в **преднасосах**, имеющими более низкие обороты, чем основные рабочие крыльчатки [2]. При этом уменьшается относительная скорость набегания потока на входные кромки лопастей центробежной крыльчатки, благодаря чему снижается потребный кавитационный запас ступени.

Конструктивная схема двухкаскадного насоса показана на рис. 3.

На рис. 3,а представлена схема насоса, в котором, центробежная крыльчатка жестко посажена на вал, а предвключенный осевой насос установлен на валу, как на оси. На ведомом диске центробежной крыльчатки выполнено насосное колесо гидродинамического трансформатора, а на бандаже осевого колеса - турбинное колесо.

Уменьшение числа оборотов осевого **преднасоса** относительно основной центробежной крыльчатки обеспечивается гидродинамическим трансформатором, питание которого осуществляется перекачиваемой рабочей жидкостью.

На рис. 3,б приведена конструктивная схема насоса, состоящего из двух установленных последовательно **преднасосов** и основной рабочей крыльчатки. Первый **преднасос** установлен на валу как на оси, а второй **преднасос** и центробежная крыльчатка жестко связаны с валом. Насосное колесо гидродинамического трансформатора

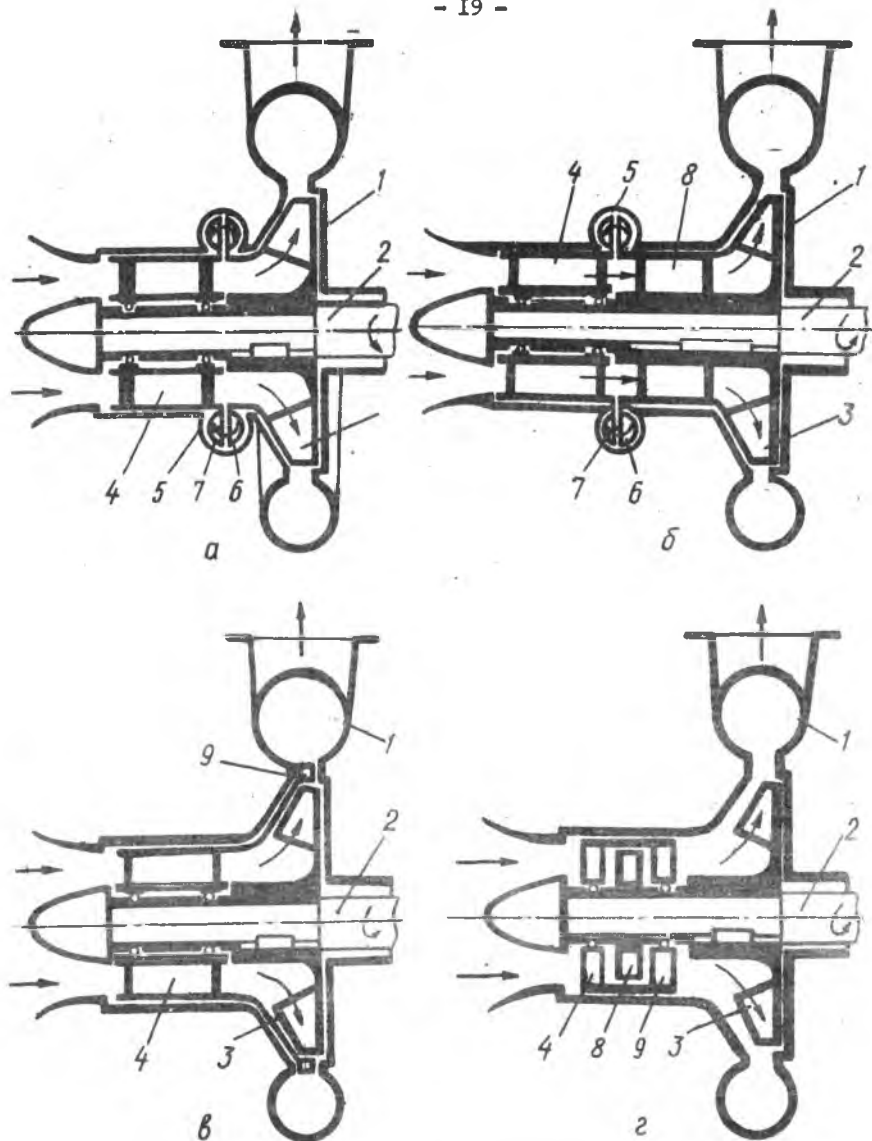


Рис.3. Конструктивные схемы двухнакадных насосов: а и б - схемы с гидродинамическим трансформатором, в и г - схемы с гидротурбиной, 1 - корпус насоса; 2 - вал; 3 - центробежное рабочее колесо; 4 - предвключенное осевое колесо, установленное на валу как на оси; 5 - корпус гидротрансформатора; 6 - насосное колесо гидротрансформатора; 7 - турбинное колесо гидротрансформатора; 8 - предвключенное осевое колесо, жестко связанное с валом; 9 - гидротурбина

выполнено на бандаже второго преднасоса, а турбинное колесо - на бандаже первого преднасоса.

На рис. 3, в представлена конструктивная схема насоса, в котором приводом осевого преднасоса, установленного на валу как на оси, служит гидротурбина, работающая от потока рабочей жидкости, выходящей из центробежной крыльчатки. Лопасты гидротурбины выполняются на конической части бандажа осевого преднасоса.

В конструктивной схеме, показанной на рис. 3, б, вместо гидродинамического трансформатора можно использовать гидротурбину, работающую от потока жидкости, выходящей из второго преднасоса (рис. 3, г). В этом случае лопасты гидротурбины выполняются на цилиндрической части бандажа первого преднасоса.

К недостаткам двухкаскадной схемы следует отнести значительное усложнение конструкции ротора и возникновение ряда других специфических трудностей.

Рассмотренные конструктивные схемы ТНА содержали одну газовую турбину. Однако возможны схемы с применением двух турбин. На рис. 2, и приведена конструктивная схема ТНА, в которой одна турбина является пусковой. Она служит только для раскрутки ТНА до определенных оборотов, обеспечивающих параметры, необходимые для начала процесса горения в газогенераторе.

Время работы пусковой турбины определяется запасом порохового заряда в пиростартере и составляет обычно менее 2 сек.

Вторая турбина является основной. Она выводит ТНА на расчетное число оборотов. Питание основной турбины осуществляется от газогенератора, работающего на основных компонентах. Такая схема применяется на двигателях с замкнутой системой питания. Возможен вариант, когда весь расход окислителя и горючего до поступления в камеру сгорания двигателя с дожиганием проходит через газогенераторы и турбины.

Одна турбина работает на газе с избытком горючего, другая - с избытком окислителя.

Две турбины применяются и в конструктивных схемах раздельных ТНА. В этом случае каждый насос приводится во вращение своей турбиной, что позволяет обеспечить более благоприятные условия работы каждой турбины.

Раздельные ТНА целесообразны для двигателей тягой в несколько сотен или тысяч тонн. Для таких двигателей раздельная схема ТНА облегчает подвод топлива и регулирование подачи компонентов, но требует постановки двух регуляторов скорости вращения, так как между роторами отсутствует жесткая связь.

Раздельные ТНА могут найти применение в водородных двигателях, у которых разница в максимальных числах оборотов насосов окислителя и горючего особенно велика.

Раздельная схема ТНА может найти применение в двигателях с замкнутой схемой типа "Газ + газ". Примером такого двигателя является ИРД RL-20P [16].

Турбины двухвальных ТНА могут располагаться в общем корпусе. Вариант такой конструктивной схемы показан на рис.2,м. Если между турбинами нет направляющего аппарата, они вращаются в разных направлениях. Такие турбины называются биротативными.

Раздельные ТНА по конструкции проще, чем редукторные, но значительно сложнее одновальных ТНА. Недостаток раздельных ТНА заключается в необходимости установки двух турбин, что утяжеляет конструкцию.

ГЛАВА II. НАСОСЫ

К насосам ЖРД предъявляются жесткие и зачастую противоречивые требования. Например, требование минимального веса агрегата может быть обеспечено увеличением числа оборотов ТНА. Однако насос должен быть работоспособен при минимальных входных давлениях (для облегчения баков изделия), поэтому обороты ротора понижают. Кроме того, повышение оборотов приводит к увеличению отношения диаметров на входе и выходе из рабочего колеса, что снижает к.п.д. насоса.

Таким образом, для обеспечения требуемых показателей, общих параметров и работоспособности ТНА при минимальном входном давлении в насос необходимо находить оптимальные обороты.

Расчет насоса заключается в определении кинематики потока, геометрии гидравлического тракта, всех видов потерь и характеристик

Цель расчета состоит в том, чтобы выбранные кинематика потока и геометрия гидравлического тракта обеспечили заданные общие параметры - расход, напор, к.п.д., кавитационный запас.

Настоящая методика предусматривает расчет насосов только в номинальной (расчетной) точке. Расчет характеристик здесь не проводится.

Проектирование насосов можно вести методом моделирования или проводя полный проектировочный расчет.

П о л н ы й п р о е к т и р о в о ч н ы й р а с ч ё т н а с о с о в

Полный расчет насосов ТНА, как правило, состоит из двух этапов - предварительного выбора геометрии гидравлического тракта, к.п.д. и оборотов насосов и поверочного расчета с целью обеспечения заданных параметров и выяснения правильности принятых коэффициентов.

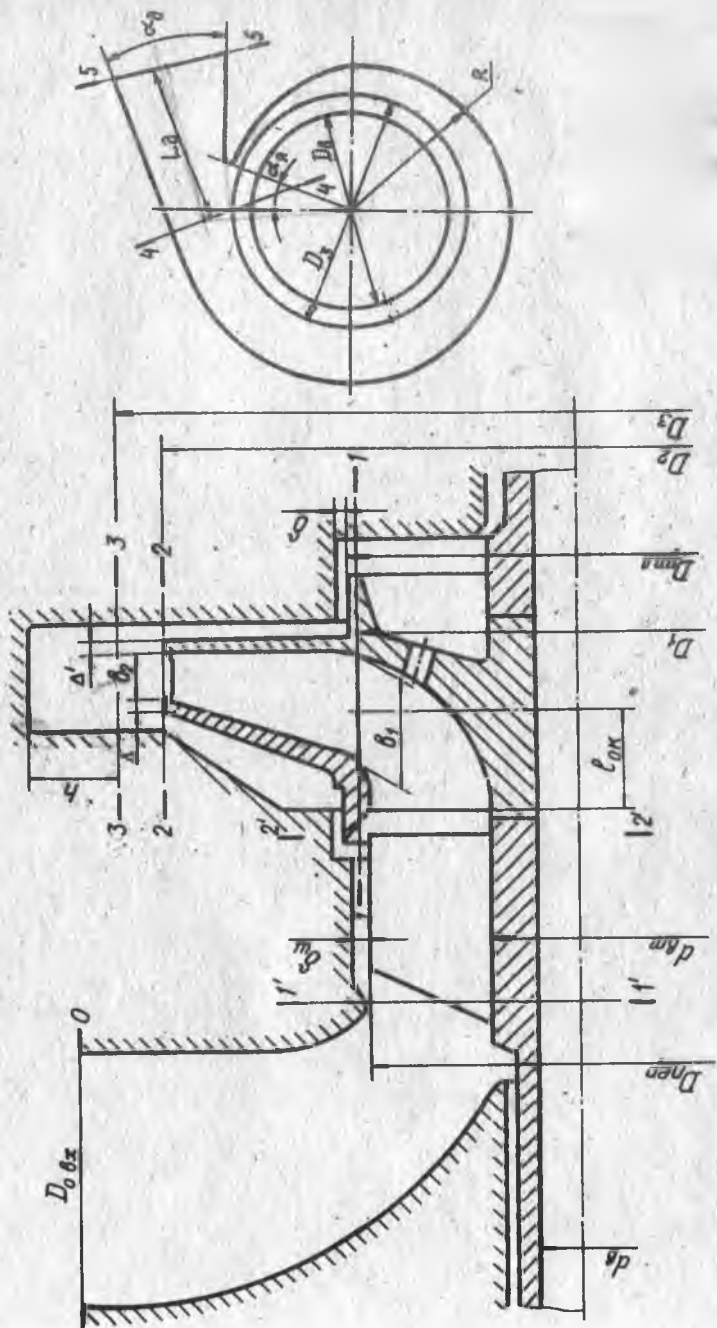


Рис. 4. Схема и обозначения гидравлического графта насоса

Если в результате поверочного расчета не получаются заданные параметры насосов, то необходимо изменить геометрию гидравлического тракта или кинематику потока.

На рис.4 показана схема гидравлического тракта насоса с обозначением расчетных сечений. Узел насоса состоит из следующих основных элементов: входного устройства, шнека, рабочего колеса (крыльчатки), кольцевого безлопаточного диффузора, улитки (спирального диффузора), выходного конического диффузора.

Обозначим параметры компонента следующими индексами:

- 0 - параметры на входе в насос,
- 1' - параметры на входе в шнек,
- 2' - параметры после шнека,
- 1 - параметры на входе в рабочее колесо (РК),
- 2 - параметры на выходе из рабочего колеса,
- 3 - параметры на выходе из кольцевого диффузора,
- 4 - параметры на выходе из улитки,
- 5 - параметры на выходе из конического диффузора.

Исходными данными для проектирования насосов обычно являются:

компоненты;

превышение давления над давлением упругости паров

компонентов Δp_0^* , кг/см²;

давление за насосом p_5^* , кг/см²;

расход через насос Q , л/сек;

температура компонентов $t_{\text{вх}}$ °С;

общий к.п.д. $\eta_{\text{общ}}$ (или мощность насоса N , л.с.).

Предварительный расчет насоса

1) Зная компоненты, находят физические свойства окислителя и горючего (см. рис. 5 и [5, 14, 15]): удельный вес γ , кг/м³; давление упругости паров $p_{\text{в}}$, кг/см²; кинематическую вязкость ν , м²/сек.

2) Определяют общие параметры:

а) давление на входе в насос

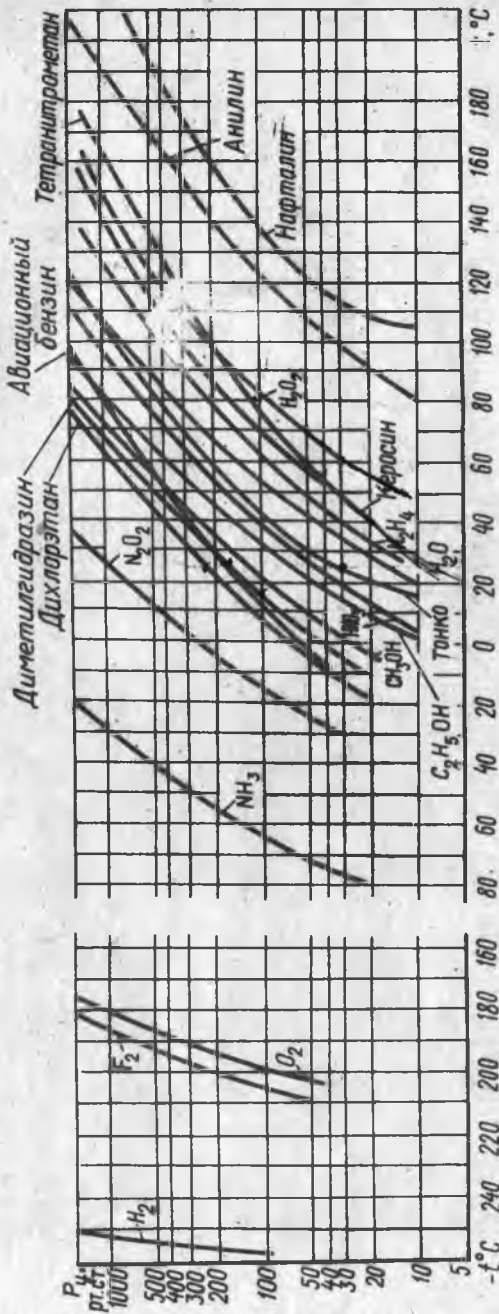


Рис. 5. Зависимость давления упругости паров от температуры для некоторых жидкостей

$p_0^* = \Delta p_0^* + p_u$;
 б) напор насоса в м столба жидкости

$$H_n = \frac{P_5^* - P_0^*}{\gamma} \cdot 10^4;$$

в) затраченную мощность на привод насоса

$$N_{затр} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H_n \cdot 10^{-3}}{75 \cdot \eta_{общ}};$$

г) мощность на валу турбины

$$N_T = \frac{\sum N_{затр}}{\eta_{подш}};$$

где $\sum N_{затр}$ - затраченная мощность на привод всех насосов;
 $\eta_{подш} = 0,97 + 0,99$ - КПД в подшипниках.

Меньшие значения $\eta_{подш}$ относятся к ТНА с большим количеством опор, многокаскадным схемам с несколькими самостоятельными валами.

Большие значения $\eta_{подш}$ относятся к простым одновальным ТНА или агрегатам подачи, где насос каждого компонента имеет самостоятельный привод от турбины.

3) Выбор предварительной величины числа оборотов осуществляется по формуле С.С. Руднева ^{х)}.

$$n = C_{кр} (\Delta h_{кр.дин})^{3/4} / 5,62 \cdot \sqrt{Q \cdot 10^{-3}};$$

где $C_{кр}$ - коэффициент С.С. Руднева, характеризующий кавитационные качества насоса; $C_{кр} = 800 + 2000$ - для РК без шнека; $C_{кр} = 2500 + 4000$ для шнекоцентробежного насоса; $C_{кр}$ может достигать 8000 для конструкций насосов, имеющих предвключенные осевые колеса, вращающиеся с меньшим числом оборотов, чем центробежное РК;

$\Delta h_{кр.дин} = \frac{P_0^* - P_u - \Delta P_{зап}}{\gamma \cdot 10^4}$ - допустимое приращение динамического напора в м столба жидкости;

$\Delta N_{зап} = \frac{\Delta P_{зап} \cdot 10^4}{\gamma}$ - запас напора для обеспечения безкавитационной работы насоса (рис.6).

При $\Delta N_{зап} = 2 \div 5$ м получается высокооборотный насос с хорошими весовыми показателями. Но доводка таких насосов сложна

^{х)} Если расход одного из насосов в два раза больше расхода другого, то насос с большим расходом желательно брать с двухсторонним входом. Тогда обороты ТНА можно повысить примерно на 40%.

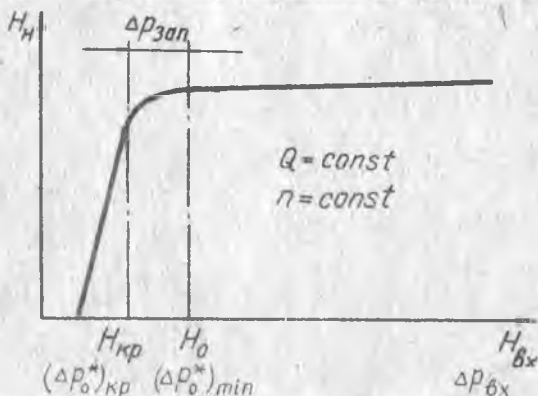
и трудоемка. $\Delta H_{3ап} = 4 + 8$ м обеспечивает безкавитационную работу насоса и, следовательно, более надежную работу двигателя. Однако весовые характеристики такого насоса хуже, так как обороты меньше.

Если шнека нет, то можно принимать $\Delta H_{3ап} = 7 + 8$ м.

4) Диаметр вала определяется по прототипу или из расчета на кручение

$$d_8 = \sqrt[3]{\frac{71620 \cdot N_{3ап}}{0,2 \cdot [\tau] \cdot n}} \quad \text{см,}$$

где $[\tau]$ - допускаемое напряжение на кручение в кг/см^2 .



- Рис. 6. Кавитационная характеристика насоса

Если вал передает суммарную мощность, то вместо $N_{3ап}$ надо подставить $\Sigma N_{3ап}$.

Необходимо проверить, какой подшипник подходит для полученного диаметра вала. Если диаметр вала мал, то необходимо увеличить его или хотя бы место под подшипник.

Нужно помнить также, что после выбора схемы и предварительных размеров тракта ротор проверяется на критическое число оборотов.

Диаметр втулки шнека выбирается по конструктивным соображениям в пределах $d_{1'6м} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_8$.

Чем меньше отношение диаметра втулки $d_{1'6м}$ к периферийному диаметру шнека $D_{1'пер}$, тем больше возрастает площадь лопаток и падает нагрузка, тем лучше будут антикавитационные качества осевого колеса. Обычно

$$\frac{d_{1'6м}}{D_{1'пер}} = 0,3 \div 0,5.$$

5) Выбор периферийного диаметра шнека $D_{1пер}$ и уточнение оборотов ротора проводятся с помощью уравнения кавитации ^{х)}

$$p_o^* = \frac{m \cdot C_{1'}^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} + \frac{\lambda_{шн} W_{1'}^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} + p_y + \Delta p_{зап},$$

где $C_{1'}$ - абсолютная скорость на входе в шнек в м/сек;
 $W_{1'}$ - относительная скорость на входе в шнек в м/сек;

$m = 1,05$ - коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей на входе в насос;

$\lambda_{шн} = 0,02 \div 0,06$ - коэффициент, учитывающий кавитационные качества шнека;

g - ускорение свободного падения в м/сек².

Видно, что требуемое давление на входе p_o^* тем меньше, чем меньше абсолютная $C_{1'}$ и относительная $W_{1'}$ скорости на входе в шнек. Скорость $C_{1'}$ зависит от $D_{1пер}$ и минимальна при $C_{1'u} = 0$ (рис.7), т.е. при осевом входе.

Относительная скорость $W_{1'}$ зависит от периферийного диаметра шнека $D_{1пер}$ и числа оборотов n , поэтому для заданного давления на входе p_o^* необходимо найти оптимальные $D_{1пер}$ и n .

а) Ориентировочное значение $D_{1пер}$ [14, 17] вычисляется по формуле

$$D_{1пер} = \sqrt{10,57 \left(1 + \frac{m}{\lambda_{шн}}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{Q'_{шн} \cdot 10^{-3}}{n \cdot k_{1'}}\right)^{2/3} + d_{1'вм}^2}, \text{ м.}$$

где $k_{1'} = 0,93 + 0,97$ - коэффициент загромождения входа в шнек;

$Q'_{шн} = \frac{Q}{\eta_{ошн}}$ - полный расход через шнек;

$\frac{Q}{\eta_{ошн}}$ - объёмный к.п.д. шнека, определяемый по n_s ;

$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q \cdot 10^{-3}}}{H_n^{3/4}}$ - коэффициент быстроходности, т.е. число оборотов в минуту модельного насоса, геометрически подобного натурному, но с напором в I м и полезной мощностью в I л.с.

Для $n_s = 20 + 130$ объёмный к.п.д. РК $\eta_{оРК} = 0,9 + 0,95$; объёмный к.п.д. шнека $\eta_{ошн} = 0,96 + 0,98$. Лучшие к.п.д. соответствуют большему n_s .

х) В предварительном расчете насоса потерями во входном патрубке между сечениями 0-0 и I'-I' пренебрегаем.

б) Решается треугольник скоростей на входе в шнек на периферийном диаметре $D_{1',пер}$.
Площадь входа в шнек

$$F_{1'} = \frac{\pi}{4} (D_{1',пер}^2 - d_{1',вм}^2), \quad \text{м}^2.$$

Осевая скорость на входе в шнек (рис. 4 и 7)

$$C_{1'a} = \frac{Q'_{шн} \cdot 10^{-3}}{F_{1'} \cdot \kappa_{1'}} \quad \text{м/сек.}$$

Окружная скорость шнека

$$U_{1'} = \frac{\pi \cdot D_{1',пер} \cdot n}{60} \quad \text{м/сек.}$$

Так как на входе в шнек нет направляющих аппаратов, то $C_{1'u} = 0$, $C_{1'a} = C_{1'}$, а $\alpha_{1'} = 90^\circ$.

Относительная скорость

$$W_{1'} = \sqrt{C_{1'a}^2 + U_{1'}^2}.$$

Угол потока

$$\beta_{1'} = \alpha \text{zctg} \frac{C_{1'a}}{U_{1'}}.$$

в) Уточняется величина коэффициента, учитывающего кавитационные качества шнека, по формуле [14]

$$\lambda_{шн} = \frac{\pi}{x} \cdot \sin \beta_{1'} \cdot \sin i_{1'},$$

где

$$x = \frac{D_{1',пер}^2 - d_{1',вм}^2}{\kappa_{1'} \cdot D_{1',пер}^2};$$

$$i_{1'} = 2 + 6^\circ - \text{угол атаки.}$$

г) Находятся оптимальные числа оборотов и периферийный диаметр шнека $D_{1',пер}$. Для этого решается уравнение кавитации относительно $D_{1',пер}$ и n . Так как $W_{1'}^2 = U_{1'}^2 + C_{1'}^2$,

$$U_{1'} = \frac{\pi \cdot D_{1',пер} \cdot n}{60}, \quad \text{то при } C_{1'u} = 0, \quad C_{1'} = C_{1'a} \quad \text{и}$$

$$\begin{aligned} p_o^* - p_y - \Delta p_{зав} &= \frac{(m + \lambda_{шн}) \cdot \gamma \cdot C_{1'}^2 \cdot 10^{-4}}{2g} + \frac{\lambda_{шн} \cdot \gamma \cdot U_{1'}^2 \cdot 10^{-4}}{2g} = \\ &= \frac{\gamma \cdot 10^{-4}}{2g} \cdot \left[\frac{16(m + \lambda_{шн}) \cdot Q'_{шн}{}^2}{10^6 \cdot \pi^2 \cdot \kappa_{1'}^2 \cdot (D_{1',пер}^2 - d_{1',вм}^2)^2} + \frac{\lambda_{шн} \pi^2 \cdot D_{1',пер}^2 \cdot n}{60^2} \right] \end{aligned}$$

х) Если осевая скорость на входе в шнек больше 10 м/сек, то можно выбирать двухсторонний вход в насос.

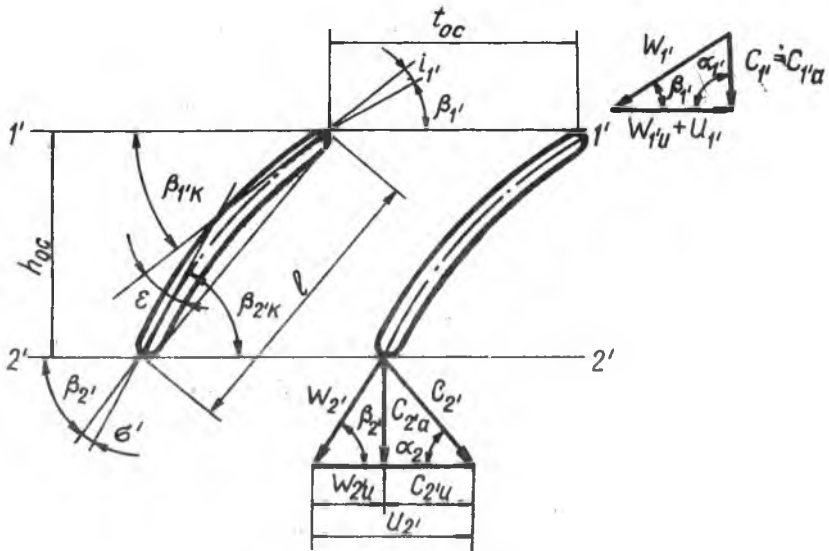


Рис.7. Шнек

$$\text{или } \frac{A}{a} = \frac{B}{(D_{1'пер}^2 - d_{1'6m}^2)^2} + b \cdot D_{1'пер}^2 \cdot \pi^2$$

где $A = p_3^* - p_y - \Delta p_{зап}$;

$$a = \frac{\gamma \cdot 10^{-4}}{2g}$$

$$B = \frac{16(m + \lambda_{шн}) \cdot Q_{шн}^2}{10^6 \cdot \pi^2 \cdot \kappa_{1'}^2}$$

$$b = (\pi/60)^2 \cdot \lambda_{шн}$$

Для найденного коэффициента $\lambda_{шн}$ и различных значений диаметра $D_{1'пер}$ вблизи ориентировочного значения $D_{1'пер} = D_{пер}^*$ определяются числа оборотов π . Строится график $\pi = f(D_{1'пер})$ (рис.8). Находятся обороты $\pi_{опт}$ и соответствующий им диаметр $D_{1'пер.опт}$.

д) Решается треугольник скоростей на входе по новым значениям числа оборотов $n_{опт}$ и диаметра шнека $D'_{пер.опт}$. Затем находится новое значение коэффициента $\lambda_{шн}$. При несовпадении полученного и принятого значений $\lambda_{шн}$ более, чем на 10 - 20% можно не делать последующие

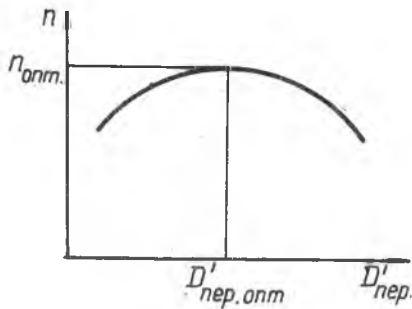


Рис. 8. К выбору оптимальных оборотов и диаметра шнека

приближения. Достаточно по новому значению $\lambda_{шн}$ определить кавитационный запас

$$\Delta p_{зап} = p_0^* - p_y - \frac{m C_{ш} \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} - \frac{\lambda_{шн} \cdot W_{ш}^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g}$$

Если $\Delta p_{зап} > 2M$, то для дальнейших расчетов принимается полученное значение $\lambda_{шн}$.

Если $\Delta p_{зап} < 2M$, то делается следующее приближение.

Если принятые обороты значительно отличаются от первоначально заданных, то уточняют значения $d_{1'вгм}$ и n_s . Затем окончательно решается треугольник скоростей на входе в шнек и находят-ся $C_{1'}$, $W_{1'}$, $U_{1'}$, $\beta_{1'}$.

Выбор диаметра втулки $d_{2'вгм}$ и периферийного диаметра шнека на выходе (сечение $2'' - 2'$) чаще всего осуществляется из конструктивных соображений. Они принимаются, как правило, равными диаметрам на входе в шнек (рис. 9, а). Но диаметры на выходе из шнека могут быть и больше диаметров на входе, если требуется получить больший напор от шнека. Шнек в этом случае делается диагональным (рис. 9, б).

Для увеличения густоты рабочего колеса или уменьшения отношения D_1/D_2 шнеки могут изготавливаться конусными по периферийному диаметру (рис. 9, в). В предварительном расчете обычно принимают $D_{1'пер} = D_{2'пер}$ и $d_{1'вгм} = d_{2'вгм}$. Если конструкция

шнека затрудняет стыковку с РК или шнек не обеспечивает нужного напора для безкавитационной работы рабочего колеса, то значения диаметров выходного сечения шнека корректируют.

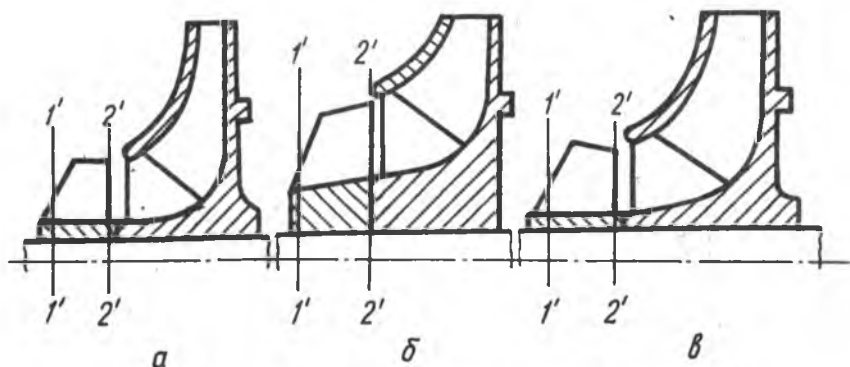


Рис.9. Форма меридионального сечения шнеков:
а - цилиндрическая, б - диагональная, в - коническая

Для дальнейшего расчета принимаем $D_{1'пер} = D_{2'пер}$,
 $d_{16m} = d_{2'6m}$, $F_{1'} = F_{2'}$.

б) Выбор входа в рабочее колесо и определение напора шнека проводится в следующей последовательности.

а) По известному η_s выбирается объёмный к.п.д. для РК η_{0PK} .

б) Определяется полный расход через РК

$$Q_{PK} = \frac{Q}{\eta_{0PK}}$$

в) Диаметр входа в рабочее колесо D_0 ^{х)} определяется по наружному диаметру шнека $D_{2'пер}$ (рис.9 и 10).

Средний диаметр лопатки на входе D_1 определяется из

х) Если насос без шнека, то диаметр входа D_0 определяется по формуле для вычисления $D_{1'пер}$ (см. п.5а). При этом вместо $\lambda_{шн}$ и κ_v следует брать $\lambda_{PK} = 0,15 \div 0,3$ и $\kappa_v = 0,90 \div 0,95$.

условий обеспечения лучших антикавитационных качеств насоса. При малой разнице в диаметрах D_2 и D_0 ($n_s > 90 + 100$) целесообразно приближать лопатку к входу, т.е. выполнять ее двойкой кривизны и принимать $D_1 < D_0$. Входная кромка (сечение I-I) выполняется почти перпендикулярно к оси насоса (положение I на рис.10). Такие лопатки обеспечивают больший к.п.д. насоса, но загромождают входное сечение, не позволяют выполнять большую диффузность входной части рабочего колеса, усложняют производство. Если разница между D_2 и D_0 большая, то входная кромка может быть выполнена параллельной (положение 2) или наклоненной на $15 + 20^\circ$ к оси вала (положение 3). Такие рабочие колеса не пространные (не двойкой кривизны) и позволяют создавать большую диффузность входной части. Опыты в ВИМе (теперь ВНИИГидромаш) показали, что когда отношение $\frac{4D_1 \cdot b_1}{D_0^2}$ (или $\frac{\pi \cdot D_1 \cdot b_1}{F_2}$ при $D_{\text{вм}} \neq 0$), характеризующее диффузность входа, равно $1,12 + 2,5$, к.п.д. не ухудшается, а антикавитационные свойства насоса улучшаются.

Диаметр D_1 для положения I входной кромки на рис. 10 определяется по средней площади

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_{\text{вм}}^2}{2}}$$

Для положения 2 ($n_s = 60 + 90$) можно принимать $D_1 = (0,9 + 1,0) \times D_2$, пер, а в промежуточном положении 3 диаметр D_1 проходит через середину ширины b_1 входной кромки.

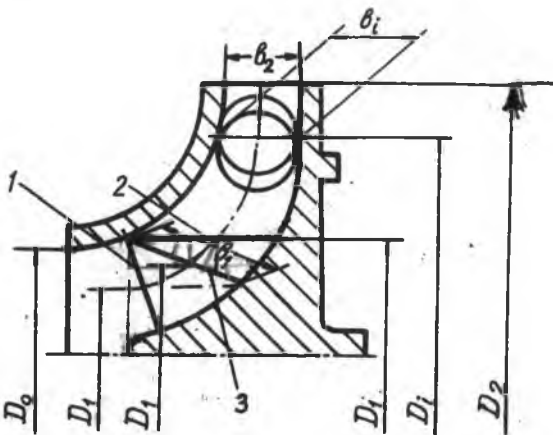


Рис. 10. Меридиональное сечение крыльчатки

Целесообразно

выбирать такой входной диаметр, чтобы величина динамического падения давления на входе в РК

$$\Delta p = \frac{m \cdot C_1^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} + \frac{\lambda_{\text{РК}} \cdot W_1^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g}$$

была минимальной. Чем больше уширение входа, тем меньше C_1 . Чем больше D_1 , тем лучше (меньше) λ_{PK} , но больше и W_1 при заданных оборотах.

г) Площадь на входе в РК (для положений 2 и 3 входной кромки на рис.10 принимается равной $F_1 = (1,2 \div 2,5) \cdot F_2$.

д) Ширина лопатки РК в меридиональном сечении

$$b_1 = F_1 / \pi D_1$$

е) Решается треугольник скоростей на входе в РК (рис.11).

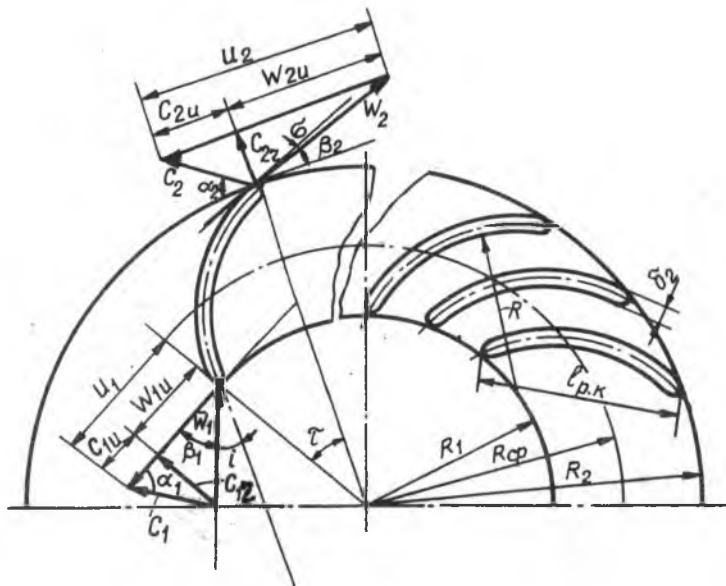


Рис.11. Рабочее колесо

В первом приближении принимается, что закрутка на входе в РК отсутствует, т.е. $C_{1u} = 0$. Радиальная (меридиональная) составляющая абсолютной скорости

$$C_1' = C_{r1} = \frac{Q'_{PK} \cdot 10^{-3}}{K_1 \cdot F_1}$$

где $K_1 = 0,83 + 0,95$ - коэффициент загромождения входа в РК. Окружная скорость равная окружной проекции относительной скорости,

$$u_1 = w_{1u} = \frac{\pi D_1 \cdot n}{60}$$

Относительная скорость

$$W_1 = \sqrt{C_{12}^2 + u_1^2}$$

ж) Запас по кавитации для рабочего колеса принимается равным $\Delta P_{\text{зап. рк}} = 3 + 10 \text{ атм.}$

з) По формуле $\lambda_{\text{рк}} \approx 1,2 \cdot \frac{C_{12}}{W_{1u}}$ находится коэффициент $\lambda_{\text{рк}}$, учитывающий кавитационные качества рабочего колеса.

и) Давление за шнеком необходимое для обеспечения безкавитационной работы насоса

$$P_{2'}^* = \frac{m \cdot C_{12}^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} + \frac{\lambda_{\text{рк}} \cdot W_1^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} + P_{\text{у}} + \Delta P_{\text{зап. рк}}, \quad \alpha = \text{en}$$

а напор шнека

$$H_{\text{шн}} = \frac{P_{2'}^* - P_0^*}{\gamma} \cdot 10^4$$

к) В первом приближении угол отставания потока на выходе из шнека (рис. 7) $\sigma' = 0$; гидравлический к.п.д. на среднем диаметре шнека $\eta_{\text{г. ср}} = 0,65 + 0,70$.

Тогда

$$C_{2'уср} = \frac{g \cdot H_{\text{шн}}}{\eta_{\text{г. ср}} \cdot u_{2'ср}}$$

$$D_{2'ср} = \sqrt{\frac{d_{2'вм}^2 + D_{2'ср. пер.}^2}{2}}$$

$$u_{2'ср} = \frac{\pi \cdot D_{2'ср} \cdot n}{60}$$

л) Зная $C_{2'уср}$, уточняем треугольник скоростей на входе в РК (рис. II). C_u от $D_{2'ср}$ до D_1 изменяется по закону

$C_u \cdot r = \text{const}$. Поэтому:

$$C_{1u} = C_{2'уср} \cdot \frac{D_{2'ср}}{D_1}$$

$$W_{1'u} = u_1 - C_{1u}$$

Уточняется значение коэффициента $\lambda_{\text{рк}}$ и находится давление за шнеком согласно пунктам з-и.

Находится новое значение $C_{2'уср}$ и т.д., пока расхождение значений $C_{2'u}$ последующего и предыдущего приближений не

будет менее 5-10%. Принимается напор шнека $H_{шн}$ из последнего приближения.

м) Конструктивный угол на периферии входа в шнек

$$\beta_{1'к пер} = \beta_{1'} + i'$$

где $\beta_{1'}$ - угол потока на входе в шнек (рис.7), определяемый из треугольника скоростей (пункт Бд);

$i' = 2 + 6^\circ$ - угол атаки на периферии шнека.

Шаг шнека на входе (шаг винтовой линии)

$$t_{1'} = \pi D_{1' пер} \cdot \operatorname{tg} \beta_{1'к пер}$$

принимается постоянным по радиусу. Тогда

$$\beta_{1'к ср} = \operatorname{arctg} t_{1'} / \pi D_{1' ср}$$

н) Решается треугольник скоростей на выходе из шнека (рис.7)

В первом приближении принимается угол отставания потока $\beta' = 0$.

Тогда $\beta_{2'} = \beta_{2'к}$. Определяются:

$$1) C_{2'а} = \frac{Q'_{шн} \cdot 10^{-3}}{F_{2'} \cdot \kappa_{2'}};$$

$$2) u_{2'ср} = \frac{\pi D_{2'ср} \cdot n}{60};$$

$$3) W_{2'у ср} = u_{2'ср} - C_{2'у ср};$$

$$4) C_{2'ср} = \sqrt{C_{2'а}^2 + C_{2'у ср}^2}$$

$$5) \beta_{2'ср} = \operatorname{arctg} \frac{C_{2'а}}{W_{2'у ср}};$$

$$6) \beta_{2'к ср} = \beta_{2'ср}.$$

Если $\beta_{2'к ср} \leq \beta_{1'к ср}$, то шаг по длине шнека $t_1 = t_2$, принимается постоянным и $\beta' = 0$. Если $\beta_{2'к ср} > \beta_{1'к ср}$, то принимают переменный шаг по длине шнека. В шнеке переменного шага допускается изгиб лопатки на периферии шнека на угол $\varepsilon = \beta_{2'к пер} - \beta_{1'к пер}$ до 8° (рис.7). Для шнека переменного шага

$$\beta' = 0,25 \cdot \sqrt{\frac{t_{реш}}{\ell}} \cdot \varepsilon + \frac{\varepsilon}{8,9},$$

где $\frac{\ell}{t_{реш}} \approx 1,5 + 2,5$ - густота решетки для $D_{1' пер}$

$$t_{реш} = \frac{\pi \cdot D_{1' пер}}{z_{шн}};$$

$Z_{\text{шн}} = 2 + 4$ - число заходов шнека ;
 l - хорда лопасти шнека.

Для первого приближения можно принимать $\varepsilon = \beta_{2' \text{ ср}} - \beta_{1' \text{ к ср}}$
 Число заходов шнека $Z_{\text{шн}}$ выбирается из условия сохранения нужной густоты решетки $\frac{l}{t_{\text{реш}}}$ при выбранной осевой длине шнека

$$L_{\text{ос}} = l \cdot \sin \beta'_{\text{к ср}}$$

где $\beta_{\text{к ср}} = 0,5 (\beta_{1' \text{ к ср}} + \beta_{2' \text{ к ср}})$ - для цилиндрического шнека.
 Определив угол отставания потока за шнеком θ' , можно найти конструктивный угол шнека на выходе

$$\beta_{2' \text{ к ср}} = \beta_{2' \text{ ср}} + \theta'$$

и шаг винтовой линии

$$t_{2'} = \pi D_{2' \text{ ср}} \cdot \text{tg} \beta_{2' \text{ к ср}}$$

Находим

$$\beta_{2' \text{ к пер}} = \arcs \text{tg} \frac{t_{2'}}{\pi \cdot D_{2' \text{ пер}}}$$

Проверяем:

$$\varepsilon = \beta_{2' \text{ к пер}} - \beta_{1' \text{ к пер}}$$

о) Из треугольника скоростей на входе в РК (рис. II) определяются:

$$C_{12} = \frac{Q'_{\text{РК}} \cdot 10^{-3}}{F_1 \cdot K_1} ;$$

$$C_1 = \sqrt{C_{12}^2 + C_{1u}^2} ;$$

$$W_1 = \sqrt{C_{12}^2 + W_{1u}^2} ;$$

$$\beta_1 = \arcs \text{tg} \frac{C_{12}}{W_{1u}} ;$$

$$C_{1u} = C_{2' \text{ ср}} \cdot \frac{D_{2' \text{ ср}}}{D_1} ;$$

$$W_{1u} = u_1 - C_{1u} ;$$

$$\alpha_1 = \arcs \text{tg} \frac{C_{12}}{C_{1u}} .$$

Конструктивный угол входа в рабочее колесо

$$\beta_{1\text{к}} = \beta_1 + i_{\text{РК}} ,$$

где $i_{\text{РК}}$ - угол атаки для рабочего колеса.

Обычно принимают $i_{\text{РК}} = 5 + 15^\circ$, так как в этом диапазоне к.п.д. насоса практически не изменяется. При малых углах β_1 выбирается

большее значение i_{PK} , чтобы в целях меньшего загромождения входа в рабочее колесо конструктивный угол β_{1K} был больше.

7) Выходные параметры рабочего колеса определяются в следующем порядке.

а) По величине n_s выбирается гидравлический к.п.д. насоса η_r . Для $n_s = 30 + 130$ $\eta_r = 0,7 + 0,85$. Большие значения η_r относятся к большим n_s .

б) Теоретический напор насоса

$$H_{TH} = \frac{H_H}{\eta_r} = \frac{u_2^2}{g} \cdot K_{u_2},$$

где $K_{u_2} = 0,4 + 0,7$ - коэффициент напора.

Большим значениям n_s соответствуют большие значения K_{u_2} .

в) Окружная скорость u_2 и диаметр D_2 на выходе из РК равны:

$$u_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_{TH}}{K_{u_2}}},$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n}.$$

г) Ширина канала β_2 на выходе из РК может быть определена из условия того, что не допускается $\alpha_2 < 5^\circ$ (рис.II).

Тогда

$$\beta_2 = \frac{Q'_{PK} \cdot n \cdot 10^{-3}}{60 \cdot g \cdot H_{TH} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2},$$

д) Конструктивный угол лопатки на выходе из РК $\beta_{2K} = 15 + 90^\circ$. Чем больше β_{2K} , тем выше напорная способность ступени, но наибольший к.п.д. получается при $\beta_{2K} \approx 15 + 45^\circ$.

е) Число лопаток рабочего колеса

$$Z_{PK} = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_{2K} + \beta_{1K}}{2}.$$

Обычно $Z_{PK} = 5 + 15$.

Чтобы не загромождать входное сечение рабочего колеса, при $n_s < 60$ устанавливают короткие и длинные лопатки. Длина коротких лопаток составляет (0,5 + 0,75) от длины основных лопаток.

Чем больше число лопаток, тем меньше отставание потока, лучше распределение скоростей в выходном сечении и больше дейст-

вительный напор колеса. Но при увеличении числа лопаток увеличиваются потери на трение.

Чтобы уменьшить загромождение входного сечения, толщину лопаток следует брать меньше, насколько это возможно по технологическим соображениям.

ж) Меридиональная составляющая скорости

$$C_{2z} = \frac{Q'_{PK} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \kappa_2},$$

где $\kappa_2 = 0,83 + 0,95$ - коэффициент загромождения на выходе из РК.

з) Теоретический напор РК при бесконечном числе лопаток

$$H_{T\infty} = H_T (1 + \eta_L)$$

где $\eta_L = 2 \cdot \frac{\Psi}{Z_{PK}} \cdot \frac{1}{1 - (D_1^2/D_2^2)}$ - коэффициент, учитывающий конечное число лопаток;

$\Psi = (0,55 + 0,68) + 0,6 \sin \beta_{2K}$ - коэффициент, учитывающий влияние вязкости.

и) Из выражения для теоретического напора

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 C_{2u}}{g} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{C_{2z}}{\operatorname{tg} \beta_{2K}} \right)$$

находится новое значение окружной скорости

$$u_2 = \frac{C_{2z}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2K}} + \sqrt{\left(\frac{C_{2z}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2K}} \right)^2 + g H_{T\infty}}$$

и диаметр D_2 . Если новое значение D_2 отличается от предыдущего более, чем на 5%, то дается следующее приближение. Для этого изменяются число лопаток Z_{PK} , конструктивный угол на выходе из РК β_{2K} , b_2 , κ_2 , Ψ и т.д.

После выбора D_2 проверяется отношение D_1/D_2 . Желательно обеспечить $D_1/D_2 \approx 0,4 + 0,7$. При меньших значениях этого отношения к.п.д. насоса будет занижен, а при больших увеличивается угол отставания потока β , падает теоретический напор и к.п.д.

к) Из треугольника скоростей на выходе из РК (рис. II) вычисляются:

$$\mu = \frac{H_T}{H_{T\infty}} = \frac{1}{1 + \eta_L} = \frac{C_{2u}}{C_{2u\infty}};$$

$$W_{2u_{\infty}} = \frac{C_{2\tau}}{\operatorname{tg} \beta_{2\kappa}} ;$$

$$C_{2u_{\infty}} = u_2 - W_{2u_{\infty}} ; \quad C_{2u} = \mu \cdot C_{2u_{\infty}} ;$$

$$W_{2u} = u_2 - C_{2u} ; \quad W_2 = \sqrt{W_{2u}^2 + C_{2\tau}^2} ;$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2\tau}^2} ;$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{C_{2\tau}}{C_{2u}} ; \quad \beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{C_{2\tau}}{W_{2u}} .$$

8) Производится расчет улитки (рис.4).

Диаметр начала улитки.

$$D_3 = (1,03 \div 1,05) \cdot D_2 .$$

Ширина улитки

$$b_3 = j b_2 + j \Delta + \Delta' + 0,005 D_2 ,$$

Где j - число входов в РК;

Δ' и Δ - толщина ведущего и ведомого дисков на диаметре D_2 .

Скорость потока C_4 в сечении 4-4 находится из условия $C_{4\tau} \cdot r = \text{const}$. Тогда

$$C_4 = \frac{C_{2u} \cdot D_2}{2 r_{4\text{cp}}} ,$$

где $r_{4\text{cp}}$ - средний радиус, т.е. расстояние от оси насоса до центра тяжести сечения 4-4.

Так как в одном уравнении две неизвестные величины (C_4 и $r_{4\text{cp}}$), то расчет улитки осуществляется последовательными приближениями.

Задаваясь $r_{4\text{cp}}$, определяют скорость C_4 .

Площадь улитки в сечении 4-4

$$F_4 = Q \cdot 10^{-3} / C_4 K_y ,$$

где $K_y = 0,7 + 0,95$ - коэффициент загромождения улитки, учитывающий пограничный слой, вихри и другие факторы; меньшие K_y относятся к меньшим n_s .

Высота улитки в сечении 4-4

$$h_4 = \frac{F_4}{b_3} .$$

Средняя высота улитки

$$h_y = 0,5 \cdot h_4 .$$

Средний радиус

$$r_{4\text{ср}} = r_3 + h_4.$$

Если полученное и принятое значения $r_{4\text{ср}}$ не совпадают, то расчет повторяется.

Условный диаметр улитки

$$d_4 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot F_4}.$$

9) Выходной диффузор (рис.12) проектируется из конструктивных соображений. Форма входного сечения диффузора определяется формой выходного сечения улитки, а выходное сечение диффузора делается круглым с диаметром D_5 , равным диаметру выбранного отводящего трубопровода.

Угол раскрытия диффузора α_∂ выбирается не более 17° .

Скорость C_5 на выходе из диффузора принимается не более 17 м/сек.

Площадь на выходе из диффузора

$$F_5 = \frac{\pi D_5^2}{4} = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{C_5}.$$

Длина диффузора

$$L_\partial = \frac{D_5 - d_4}{2 \operatorname{tg}(\alpha_\partial/2)}.$$

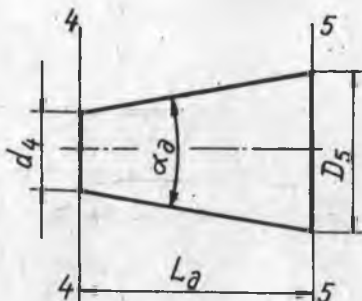


Рис.12. Расчетная схема выходного диффузора

Поверочный расчет насоса

Поверочный расчет насоса состоит из расчетов входного устройства, кинематики потока по гидравлическому тракту, гидравлических потерь (гидравлического к.п.д.), запаса по кавитации, действительного напора насоса, объёмных потерь (объёмного к.п.д.), потерь на трение (механического к.п.д.), общего к.п.д., разгрузки подшипников от осевых сил и профилирования шнека, рабочего колеса, улитки и диффузора.

I) Входное устройство

а) Входное устройство (часть гидравлического тракта насоса между сечениями 0-0 и I' - I', см, рис. 4) выбирается

из условия обеспечения минимальных входных потерь и равномерного поля скоростей за ним. Обычно принимается $C_0 \approx C_{1'a}$ или допускается небольшая конфузорность, т.е. отношение площадей входного и выходного сечений $F_0/F_{1'} \approx 1,0 + 1,1$. Изменение площади по длине входа принимается линейным или по плавной кривой. Форма входного устройства (рис.13) выбирается из конструктивных соображений или компоновки узла в изделии. Гидравлически более выгоден конический патрубок. Он принимается в насосах с консольным расположением рабочего колеса. Но входной участок может быть также конструктивно оформлен в виде коленообразного или спирального патрубка.

б) Потери во входном устройстве складываются из потерь на трение и на поворот потока. Потери на трение обычно малы, так как длина входного устройства того же порядка, что и его гидравлический диаметр.

Потери на поворот

$$P_{н вх} = \xi_n \frac{\gamma}{2g} \cdot C_{ср}^2 \cdot 10^{-4},$$

где ξ_n - коэффициент потерь, зависящий от угла поворота и радиуса изгиба входа [II]; для осевого входа $\xi_n = 0$, для колена с углом 90° $\xi_n \approx 0,3$;

$$C_{ср} = \frac{C_0 + C_{1'}}{2} - \text{средняя скорость потока};$$

$$C_0 = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{F_0} - \text{абсолютная скорость на входе в насос};$$

$$C_{1'} = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{F_{1'} \cdot \eta_{ошн}} - \text{абсолютная скорость на входе в шнек};$$

$\eta_{ошн}$ - объёмный к.п.д. шнека, заданный в предварительном расчете.

в) Давление на входе в шнек

$$P_{1'}^* = \Delta P_0^* + P_y - P_{н вх}.$$

2) Кинематика потока, гидравлический к.п.д., запас по кавитации и действительный напор насоса

Из предварительного расчета и конструктивных соображений известна геометрия гидравлического тракта насоса (диаметры втул-

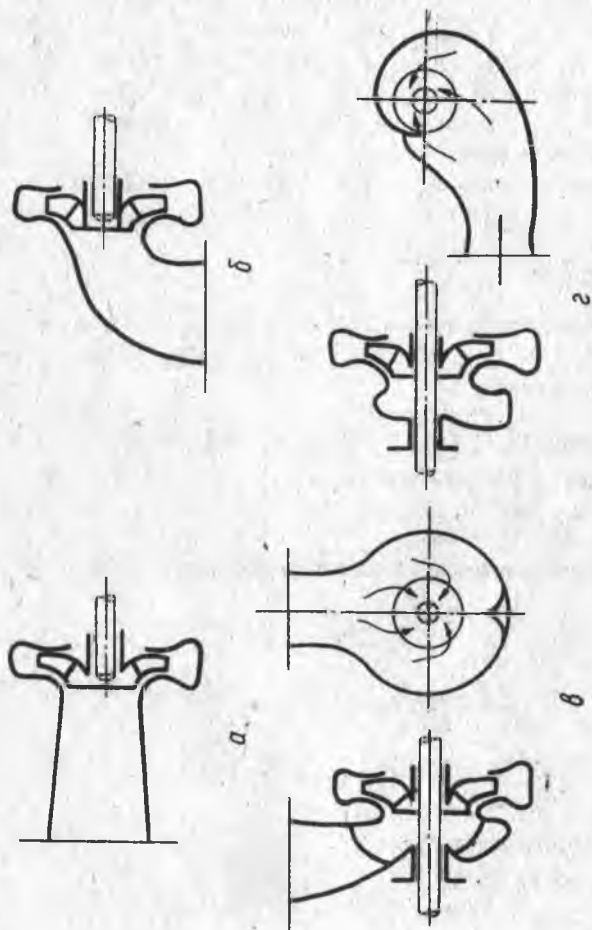


Рис. 13. Входные устройства насосов - подводы:
а - осевой, б - коленообразный, в - кольцевой, г - полуспиральный

ки $d_{1'6m}$, периферийный шнека на входе $D_{1'пер}$ и на выходе $D_{2'пер}$ входа в РК D_1 , на выходе из РК D_2 , улитки D_3 , ширина лопатки РК на входе δ_1 и на выходе δ_2 , улитки δ_3 , конструктивные углы шнека $\beta_{1'кпер}$ и РК $\beta_{1к}$ и $\beta_{2к}$, число заходов шнека $Z_{шн}$ и число лопаток рабочего класса $Z_{РК}$, густота решетки шнека $l/t_{реш}$, длина шнека $L_{шн}$, толщина лопастей шнека на входе $\delta_1 = 1 + 1,5$ мм и на выходе $\delta_2 = 1 + 1,5$ мм, лопаток РК $\delta_1 = 1,5 + 3$ мм, $\delta_2 = 0,5 + 1,5$ мм, высота улитки h_y , а также объёмные к.п.д. шнека и РК $\eta_{0РК}$ и обороты насосов n .

а) Из треугольника скоростей на среднем диаметре входа в шнек

$$D_{1'ср} = \sqrt{\frac{D_{1'пер}^2 + d_{1'6m}^2}{2}},$$

когда нет направляющего аппарата (т.е. $C_{1'иср} = 0$), рассчитываются (рис.7):

конструктивные углы

$$\beta_{1'кср} = \arctg \frac{t_{1'}}{\pi D_{1'ср}}, \quad \beta_{1'кпер} = \arctg \frac{t_{1'}}{\pi D_{1'пер}};$$

коэффициент загромождения

$$K_{1'} = 1 - \frac{Z_{шн} \cdot \delta_1}{\pi D_{1'ср} \cdot \sin \beta_{1'кср}};$$

осевая составляющая абсолютной скорости

$$C_{1'аср} = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{F_{1'} \cdot \eta_{0шн} \cdot K_{1'}};$$

окружная скорость

$$u_{1'ср} = \frac{\pi D_{1'ср} n}{60};$$

относительная скорость

$$W_{1'ср} = \sqrt{C_{1'аср}^2 + u_{1'ср}^2};$$

углы потока на входе

$$\beta_{1'ср} = \arctg \frac{C_{1'аср}}{u_{1'ср}}, \quad \beta_{1'пер} = \arctg \frac{C_{1'аср}}{u_{1'пер}};$$

углы атаки

$$i'_{ср} = \beta_{1'кср} - \beta_{1'ср}, \quad i'_{пер} = \beta_{1'кпер} - \beta_{1'пер};$$

б) Кавитационный запас шнека определяется по периферийной

струйке

$$\Delta p_{\text{зан}} = p_{1'}^* - p_y - \frac{m \gamma C_{1'}}{2g} \cdot 10^{-4} - \frac{\lambda_{\text{шн}} \cdot \gamma \cdot W_{1'пер}^2}{2g} \cdot 10^{-4},$$

где $m = 1,05,$

$$C_1 \approx C_{1'} \alpha,$$

$$W_{1'пер}^2 = C_{1'}^2 + u_{1'пер}^2,$$

$$u_{1'пер} = \frac{\pi D_{1'пер} \cdot n}{60}.$$

Для шнека постоянного шага

$$\lambda_{\text{шн}} = \frac{\pi}{D_{1'пер}^2 - d_{1'вм}^2} \cdot \sin \beta_{1'пер} \cdot \sin i'_{пер},$$

$$D_{1'пер}^2 \cdot K_{1'}$$

для шнека переменного шага $\lambda_{\text{шн}}$ определяется по рис. I4 .

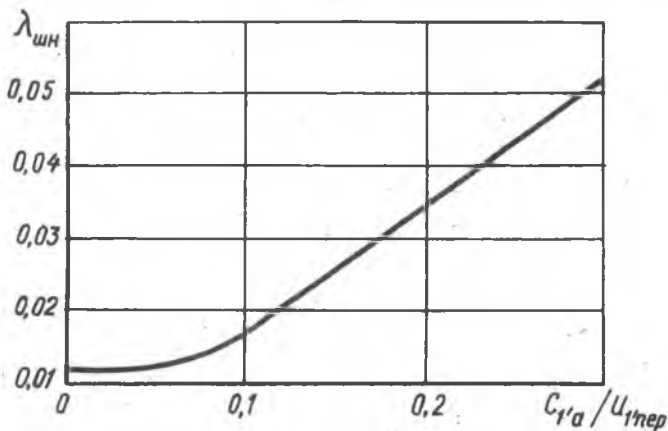


Рис. I4. Зависимость коэффициента кавитации на срывном режиме шнеко-центробежного насоса от отношения скоростей $C_{1'}\alpha/u_{1'пер}$ ($l_{1'пер} \leq 4$)

в) Из треугольника скоростей на среднем диаметре выхода из шнека

$$D_{2'ср} = \sqrt{\frac{D_{2'пер}^2 + d_{2'вм}^2}{2}}$$

определяются (рис. 7):

конструктивный угол

$$\beta_{2'к ср} = \alpha \tau c \operatorname{tg} \frac{t_{2'}}{\pi D_{2' ср}};$$

коэффициент загромождения

$$k_{2'} = 1 - \frac{z_{шн} \cdot \delta_{2'}}{\pi D_{2' ср} \cdot \sin \beta_{2'к ср}};$$

осевая составляющая абсолютной скорости

$$C_{2' а ср} = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{F_{2'} \cdot \eta_{о шн} \cdot k_{2'}};$$

окружная скорость

$$U_{2' ср} = \frac{\pi D_{2' ср} \cdot n}{60};$$

изгиб лопатки шнека

$$\varepsilon_{ср} = \beta_{2'к ср} - \beta_{1'к ср};$$

угол отставания потока

$$\sigma' = 0,25 \cdot \sqrt{\frac{t_{беш}}{l}} \cdot \varepsilon_{ср} + \frac{\varepsilon_{ср}}{8,9};$$

угол на выходе

$$\beta_{2' ср} = \beta_{2'к ср} - \sigma';$$

окружная составляющая относительной скорости

$$W_{2' u ср} = \frac{C_{2' а ср}}{\operatorname{tg} \beta_{2' ср}};$$

относительная скорость

$$W_{2' ср} = \sqrt{C_{2' а ср}^2 + W_{2' u ср}^2};$$

окружная составляющая абсолютной скорости

$$C_{2' u ср} = U_{2' ср} - W_{2' u ср}.$$

Теоретический напор шнека

$$H_{т шн} = \frac{U_{2' ср} \cdot C_{2' u ср} - U_{1' ср} \cdot C_{1' u ср}}{g}.$$

г) Определяются гидравлические потери и гидравлический к.п.д. шнека.

$$\text{Потери на трение } h_{тр. шн} = \lambda \frac{l'_{ср}}{d'_{ср}} \cdot \frac{W_{ср}^2}{2g},$$

где λ - коэффициент потерь на трение, зависящий от числа Рейнольдса $Re = W_{ср} \cdot d'_{ср} / \nu$ и шероховатости стенок канала ^{х)}

х) Для неподвижных гидравлически гладких каналов $\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$
а для каналов с шероховатыми стенками $\lambda = \frac{1}{[1,74 + 2 \lg(d_r/2k)]^2}$.

Здесь d_g - гидравлический диаметр; k - высота неровностей. Для литых поверхностей $k = 0,05 \div 0,1$ мм.

$$W_{cp} = \frac{W_{1'cp} + W_{2'cp}}{2};$$

$$d'_{cp} = \frac{d_{1'} + d_{2'}}{2};$$

$$d_{1'} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{1'}}{Z_{шн}} \cdot \sin \beta_{1'кcp} \cdot \kappa_{1'}};$$

$$d_{2'} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{2'}}{Z_{шн}} \cdot \sin \beta_{2'кcp} \cdot \kappa_{2'}};$$

$$\rho'_{cp} = \frac{L_{oc}}{\sin \beta_{кcp.шн} \cdot \cos \gamma_{cp.шн}};$$

$$\beta_{кcp.шн} = \frac{\beta_{1'кcp} + \beta_{2'кcp}}{2};$$

$$\gamma_{cp.шн} = \arctg \frac{D_{2'cp} - D_{1'cp}}{2}.$$

Потери на диффузность

$$h_{д.шн} = \xi_{диф} \cdot \frac{W_{1'cp}^2 - W_{2'cp}^2}{2g},$$

где $\xi_{диф}$ - коэффициент потерь на диффузность, определяемый по рис. 15 в зависимости от угла диффузора

$$\alpha_{диф} = 2 \arctg \frac{d_{2'} - d_{1'}}{2\rho'_{cp}}.$$

Потери на удар

$$h_{у.шн} = \frac{W_{1'cp}^2}{2g} \cdot \sin^2 i'_{cp}.$$

Потери в зазоре

$$h_{з.шн} = \kappa_{зaz} \cdot H_{тшн} = \frac{4\delta_{шн} \cdot D_{cp.пер.шн}}{D_{cp.пер.шн}^2 - d_{cp.от.шн}^2}$$

где

$$D_{cp.пер.шн} = \frac{D_{1'пер} + D_{2'пер}}{2},$$

$$d_{cp.от.шн} = \frac{d_{1'от} + d_{2'от}}{2}.$$

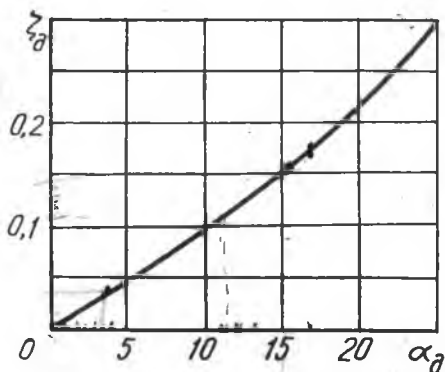


Рис.15. Зависимость коэффициента потерь на диффузность от угла диффузора α_δ

$d_{1/\delta m}$ и $d_{2/\delta m}$ - диаметр втулки шнека на входе и выходе;

$\delta_{\text{шн}} = 0,5 + 1,0 \text{ мм}$ - радиальный зазор;

$K_{\text{заз}} = 2,2$ - опытный коэффициент.

Суммарные потери в шнеке

$$\Sigma h_{\text{шн}} = h_{\text{тр.шн}} + h_{\text{д.шн}} + h_{\text{у.шн}} + h_{\text{з.шн}}$$

Действительный напор шнека

$$H_{\text{шн}} = H_{\text{т.шн}} - \Sigma h_{\text{шн}}$$

Гидравлический к.п.д.шнека

$$h_{\text{г.шн}} = \frac{H_{\text{шн}}}{H_{\text{т.шн}}};$$

д) Из треугольника скоростей на входе в РК (рис.II) определяются:

коэффициент загромождения входа

$$K_I = 1 - \frac{Z_{\text{РК}} \cdot \delta_1}{\pi D_1 \cdot \sin \beta_{1\text{К}}};$$

радиальная составляющая абсолютной скорости

$$C_{1r} = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{\pi D_1 \cdot \delta_1 \cdot \eta_{\text{ОРК}} \cdot K_I};$$

окружная скорость

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60};$$

окружная составляющая абсолютной скорости

$$C_{1u} = C_{2'u} \frac{D_{2'cp}}{D_1};$$

окружная составляющая относительной скорости

$$W_{1u} = u_1 - C_{1u};$$

угол входа потока

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{W_{1u}};$$

угол атаки

$$i_{\text{РК}} = \beta_{1\text{К}} - \beta_1 \quad (i_{\text{РК}} = 5 \div 17);$$

угол потока в абсолютном движении

$$\alpha_1 = \arctg \frac{C_{1z}}{C_{1u}};$$

относительная скорость

$$W_1 = \sqrt{C_{1z}^2 + W_{1u}^2};$$

абсолютная скорость

$$C_1 = \sqrt{C_{1z}^2 + C_{1u}^2};$$

е) Рассчитываются потери в колене и кавитационный запас крыльчатки.

Потери на поворот х)

$$h_{n,к} = \xi_n \cdot C_{1a,ср}^2 / 2g,$$

где
$$C_{1a,ср} = \frac{C_{2'a} + C_{1z}}{2}$$

Если шнека нет, то

$$C_{1a,ср} = \frac{C_0 + C_{1z}}{2}.$$

ξ_n - коэффициент потерь, зависящий от угла поворота и радиуса кривизны.

Для центробежных крыльчаток с поворотом потока на 90° можно принимать $\xi_n \approx 0,3$.

Потери на трение

$$h_{тр,к} = \lambda \frac{l_k}{d_k} \cdot \frac{W_k^2}{2g}, \quad \text{где} \quad l_k = \frac{l_{ок}}{\sin \beta_{1,ср,кол}}$$

$l_{ок}$ - осевая длина колена (см. рис.4);

$$\beta_{1,ср,кол} = \frac{\beta_{2',ср} + \beta_1}{2},$$

$$d_k = \sqrt{\frac{F_{2'}}{\pi}} + \sqrt{\frac{F_1}{\pi}},$$

$$W_k = \frac{W_{2',ср} + W_1}{2}.$$

Потери на диффузорность

$$h_{д,к} = \xi_{диф} \cdot \frac{C_{2'a,ср}^2 - C_{1z}^2}{2g},$$

х) Если лопатки выполнены с входной кромкой в положении I на рис.10, то эти потери следует отнести к рабочему колесу.

где $\xi_{\text{диф}}$ - коэффициент потерь на диффузорность, определяемый по рис.15 в зависимости от угла диффузорности в колене

$$\alpha_{\text{кол}} = 2 \arcs \operatorname{tg} \frac{\sqrt{\frac{F_1}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_2}{\pi}}}{l_k}$$

Суммарные потери в колене

$$\sum h_k = h_{\text{пк}} + h_{\text{тр.к}} + h_{\text{д.к.}}$$

Давление на входе в РК

$$p_1^* = p_1^* + (H_{\text{шн}} - \sum h_k) \cdot \gamma \cdot 10^{-4}$$

Запас на кавитацию крыльчатки

$$\Delta p_{\text{зап.РК}} = p_1^* - p_y - \frac{m \cdot C_1^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} - \frac{\lambda_{\text{РК}} W_1^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-4}}{2g}$$

$\lambda_{\text{РК}}$ принимается в зависимости от $C_{1\tau} / W_{1u}$ по формуле

$$\lambda_{\text{РК}} \approx 1,2 \cdot C_{1\tau} / W_{1u}; \quad m = 1,05.$$

ж) Из треугольника скоростей на выходе из РК находятся:

окружная скорость
$$u_2 = \frac{\pi D_2 \cdot n}{60};$$

коэффициент загромождения

$$k_2 = 1 - \frac{Z_{\text{РК}} \cdot \delta_2}{\pi D_2 \cdot \sin \beta_{2\text{К}}};$$

радиальная составляющая абсолютной скорости

$$C_{2r} = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot D_2 \cdot \delta_2 \cdot \eta_{0\text{РК}} \cdot k_2};$$

коэффициент, учитывающий влияние вязкости,

$$\psi = (0,55 \div 0,68) + 0,6 \cdot \sin \beta_{2\text{К}};$$

коэффициент, учитывающий конечное число лопаток,

$$\eta_n = 2 \cdot \frac{\psi}{Z_{\text{РК}}} \cdot \frac{1}{1 - D_1^2 / D_2^2}.$$

Далее по зависимостям пункта 7,к, стр. 39 находят коэффициент уменьшения теоретического напора μ , относительную W_2 и абсолютную C_2 скорости и их проекции $W_{2u\infty}$, W_{2u} , $C_{2u\infty}$, C_{2u} , а также углы α_2 и β_2 .

Теоретический напор крыльчатки

$$H_{\text{т.РК}} = \frac{u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}}{g}.$$

з) Определяют потери в рабочем колесе, действительный напор и гидравлический к.п.д. крыльчатки.

Потери на удар

$$h_{у.р.к} = \xi \frac{W_1^2}{2g} \cdot \sin^2 i_{р.к}.$$

Потери на трение

$$h_{тр.р.к} = \lambda \frac{l_{р.к}}{d_{ср.р.к}} \cdot \frac{W_{ср}^2}{2g},$$

где

$$l_{р.к} = 0,5 \left[D_1 \sin(\tau - \beta_{1к}) + \sqrt{D_2^2 - D_1^2 \cdot \cos^2(\tau - \beta_{1к})} \right]^*);$$

$$\cos \tau = \frac{D_1 \cdot \sin \beta_{1к} + D_2 \cdot \sin \beta_{2к}}{\sqrt{D_1^2 + D_2^2 - 2D_1 \cdot D_2 \cdot \cos(\beta_{1к} + \beta_{2к})}};$$

$$d_{ср.р.к} = (d_1 + d_2) / 2;$$

$$d_1 = 2 \cdot \sqrt{\frac{D_1}{Z_{р.к}} \cdot \nu_1 \cdot \kappa_1 \cdot \sin \beta_{1к}};$$

$$d_2 = 2 \cdot \sqrt{\frac{D_2}{Z_{р.к}} \cdot \nu_2 \cdot \kappa_2 \cdot \sin \beta_{2к}};$$

$$W_{ср} = (W_1 + W_2) / 2.$$

λ - коэффициент потерь на трение, зависящий от числа Рейнольдса $Re = W_{ср} \cdot d_{ср.р.к} / \nu$ и шероховатости стенок [II], можно принимать $\lambda \approx 0,02$.

Потери на диффузность ^{xx)}

$$h_{д.р.к} = \xi_{диф} \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g},$$

*)

Длину лопатки $l_{р.к}$ можно находить графически (см.рис.II). Для рабочего колеса двойкой кривизны приведенная формула не пригодна.

xx) Если $h_{д.р.к} < 0$, то потери следует брать для конфузора $\xi_{конф} \approx 0,5 \xi_{диф}$.

где

$\epsilon_{\text{диф}}$ - коэффициент потерь, определяемый в зависимости от угла диффузорности РК

$$\alpha = 2 \arctg \frac{d_2 - d_1}{2l_{\text{РК}}} \quad (\text{по рис.15})$$

Вторичные потери

$$h_{\text{вт.РК}} = \kappa_{\text{вт}} \cdot H_{\text{Т.РК}} \cdot \frac{a_{\text{ср}}}{b_{\text{ср}}},$$

где $\kappa_{\text{вт}} = 0,07 + 0,18$ - коэффициент вторичных потерь;

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_1 + a_2}{2},$$

$$a_1 = \frac{\pi D_1}{z_{\text{РК}}} \cdot \sin \beta_{1\text{К}},$$

$$a_2 = \frac{\pi D_2}{z_{\text{РК}}} \cdot \sin \beta_{2\text{К}}.$$

$$b_{\text{ср}} = \frac{b_1 + b_2}{2} \quad - \text{средняя ширина лопатки РК.}$$

Кромочные потери

$$h_{\text{кр.РК}} = 0,2 \cdot \frac{\delta_2}{a_2} H_{\text{Т.РК}}.$$

Суммарные потери в крыльчатке

$$\sum h_{\text{РК}} = h_{\text{у.РК}} + h_{\text{тр.РК}} + h_{\text{д.РК}} + h_{\text{вт.РК}} + h_{\text{кр.РК}}.$$

Действительный напор крыльчатки

$$H_{\text{РК}} = H_{\text{Т.РК}} - \sum h_{\text{РК}}.$$

Гидравлический к.п.д. рабочего колеса

$$h_{\text{г.РК}} = \frac{H_{\text{РК}}}{H_{\text{Т.РК}}}.$$

и) Рассчитываются потери в безлопаточном диффузоре.

Потери на трение

$$h_{\text{тр.дд}} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{дд}}}{2b_3} \cdot \frac{C_{\text{дд.ср}}^2}{2g},$$

где $C_{\text{дд.ср}} = \frac{C_2 + C_3}{2}$ - средняя абсолютная скорость в безлопаточном диффузоре;

$C_3 = \sqrt{C_{3\tau}^2 + C_{3u}^2}$ - абсолютная скорость на выходе из безлопаточного диффузора;

$$C_{3u} = C_{2u} \cdot \frac{D_2}{D_3}, \quad C_{3r} = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{\pi D_3 b_3 \kappa_a} - \text{окружная и радиальная проекции абсолютной скорости;}$$

$$\kappa_a = 0,97 + 0,98 - \text{коэффициент сужения потока за счет пограничного слоя;}$$

$$l_{\delta\partial, \text{ср}} = \frac{D_3 - D_2}{2 \cdot \sin \alpha_{\delta\partial, \text{ср}}} - \text{эффективная длина безлопаточного диффузора;}$$

$$\alpha_{\delta\partial, \text{ср}} = \frac{\alpha_2 + \alpha_3}{2}$$

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{C_{3r}}{C_{3u}} - \text{угол потока в абсолютном движении.}$$

Потери на диффузорность

$$h_{\delta\partial} = \xi_{\delta\partial\text{ф}} \cdot \frac{C_{2r}^2 - C_{3r}^2}{2g},$$

где $\xi_{\delta\partial\text{ф}}$ - коэффициент потерь, определяемый по рис.15 в зависимости от угла диффузорности

$$\xi_{\delta\partial\text{ф}} = 2 \arcsin \frac{d_{2\partial} - d_{1\partial}}{2\ell_{\partial}},$$

$$d_{1\partial} = \sqrt{4D_2 \cdot b_2},$$

$$d_{2\partial} = \sqrt{4D_3 \cdot b_3}.$$

$$\ell_{\partial} = (D_3 - D_2)/2 - \text{радиальная длина безлопаточного диффузора.}$$

Если $\alpha_{\delta\partial\text{ф}} > 50^\circ$, то вместо потерь на диффузорность находят потери на внезапное расширение

$$h_{\delta\partial} = (C_{2r} - C_{3r})^2 / 2g.$$

Суммарные потери в безлопаточном диффузоре

$$\Sigma h_{\delta\partial} = h_{\text{тр}, \delta\partial} + h_{\delta\partial}.$$

к) Потери на трение в улитке

$$h_{\text{тр}, y} = \lambda \cdot \frac{\ell_y}{d_{\text{ср}}} \cdot \frac{C_{u, \text{ср}}^2}{2g},$$

где

$$\ell_y = 2\pi r_{\text{ср}} - \text{эффективная длина улитки;}$$

$d_{4\text{cp}} = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot F_4}$ - условный средний диаметр улитки;

$C_{4\text{cp}} = \frac{C_3 + C_4}{2}$ - средняя скорость,

$C_4 = Q \cdot 10^{-3} / F_4 \cdot \kappa_y$ ($\tau_{4\text{cp}}, F_4, C_4$ берутся из предварительного расчета).

л) Определяются потери в выходном диффузоре.

Потери на диффузорность

$$h_{\text{диф}} = \epsilon_{\text{диф}} \cdot \frac{C_4^2 - C_5^2}{2g}$$

Коэффициент потерь $\epsilon_{\text{диф}}$ определяется по рис. 15 в зависимости от угла диффузора $\alpha_{\text{д}} = 2 \arctg \frac{D_5 - d_4}{2L_{\text{д}}}$,

где $L_{\text{д}}$ - длина выходного диффузора,

$$d_4 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot F_4}$$

Потери на трение

где $h_{\text{тр.дд}} = \lambda \cdot \frac{L_{\text{д}}}{d_{\text{д}}} \cdot \frac{C_{\text{д}}}{2g}$,

$$d_{\text{д}} = (d_4 + D_5) / 2.$$

$$C_{\text{д}} = (C_4 + C_5) / 2.$$

$$C_5 = Q \cdot 10^{-3} / F_5.$$

м) Суммарные гидравлические потери выходного устройства

$$\sum h_{\text{вых}} = \sum h_{\text{дд}} + h_{\text{тр.у}} + h_{\text{дд}} + h_{\text{тр.дд}}.$$

н) Суммарные гидравлические потери входного и выходного устройств, шнека и рабочего колеса

$$\sum h_{\text{н}} = \sum h_{\text{шн}} + \sum h_{\text{к}} + \sum h_{\text{рк}} + \sum h_{\text{вх}} + \sum h_{\text{вых}}.$$

Теоретический напор насоса

$$H_{\text{т.н}} = H_{\text{т.шн}} + H_{\text{т.рк}}.$$

Действительный напор насоса

$$H_{\text{н}} = H_{\text{т.н}} - \sum h_{\text{н}}.$$

Гидравлический к.п.д. насоса

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{т.н}}}.$$

Давление на выходе из насоса

$$P_5^* = P_0^* + \gamma \cdot H_H \cdot 10^{-4}$$

Проверка объёмного к.п.д. крыльчатки и шнека

Повышение давления в рабочем колесе $\Delta P_{PK} = \gamma \cdot H_{PK} \cdot 10^{-4}$.

Полное давление за крыльчаткой $P_2^* = P_1^* + \Delta P_{PK}$. Окружная

скорость по уплотнительным буртам РК $u_{упл} = \pi D_{упл} \cdot n / 60$.

Динамический напор за РК $P_{C2} = \frac{\gamma}{2g} \cdot C_2^2 \cdot 10^{-4}$. Изменение

давления вдоль рабочего колеса $\Delta P_{упл} = \gamma \cdot \frac{u_2^2 - u_{упл}^2}{8g} \cdot 10^{-4}$

Статическое давление перед уплотнительным буртом $P_{упл} = P_2^* -$

$- P_{C2} - \Delta P_{упл}$.
Утечки через гладкую щель [4]

$$q_{щ} = \mu_0 \cdot F_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \Delta p \cdot 10^{-4} - \kappa_u \cdot \frac{l_{щ}}{\delta_0} \cdot u_{упл}^2}$$

где $F_{щ} = \pi D_{упл} \delta_0$ - площадь уплотнительной щели;

Δp - статический перепад на щели;

$\mu_0 = \frac{l_{щ}}{\sqrt{\lambda \frac{l_{щ}}{\delta_0} + 1,5}}$ - коэффициент расхода щели с неподвижными стенками;

λ - коэффициент трения;

$l_{щ}$ и δ_0 - длина и радиальный зазор щелевого уплотнения;

κ_u - коэффициент, учитывающий вращение.

Автор работы [4] экспериментально определил, что

$$\kappa_u = 0,21 \cdot \frac{\delta_0}{l_{щ}} \left(\frac{\gamma \cdot u_{упл}^2}{2g \cdot \Delta p} \right)^{-1/2}$$

в диапазоне $\gamma \cdot u_{упл}^2 / 2g \Delta p = 0,2 \div 6$ при $(l_{щ} / \delta_0) = 50 + 100$.

Если используется лабиринтное уплотнение, то $\kappa_u \approx 0$, а

$\mu_0 \approx 0,28$ при $u \approx 200$ м/сек.

Суммарные утечки

$$\Sigma q = q_{щ.л} + q_{щ.пр} + q_{отв}$$

где $q_{щ.л}$ и $q_{щ.пр}$ - утечки через левое и правое щелевые уплотнения;

$q_{отв}$ - дополнительный расход компонента для смазки подшипников, питания регуляторов и т.д.

Объёмный к.п.д. крыльчатки $\eta_{орк} = \frac{Q}{Q + \Sigma q}$.

Объёмный к.п.д. шнека определяется по той же формуле, что и $\eta_{орк}$. Утечки на вход в шнек вычисляются в зависимости от схемы каналов. Так, если шнек имеет бандаж, образующий с корпусом гладкую кольцевую щель, то можно пользоваться приведенным уравнением для определения $q_{щ}$.

4) Механический и общий к.п.д. насоса

Мощность, теряемая на трение о рабочую жидкость, определяется для деталей с развитыми поверхностями трения (крыльчатки, шнеки с бандажами, импеллеры и др.) по уравнению

$$-N_{тр.о} = 3,4 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\gamma}{Re_{\omega}^{0,2}} \cdot u_i^3 \cdot D_i \cdot (D_i + 5e),$$

где u_i - скорость на периферийном диаметре D_i в м/сек;

$e = \Sigma \Delta$ - сумма толщин стенок вращающихся деталей в м;

$Re_{\omega} = \frac{D_i u_i}{\nu}$ - число Рейнольдса.

Мощность шнека

$$N_{шн} = \frac{N_{тр.шн} \cdot Q \cdot \gamma \cdot 10^{-3}}{75 \cdot \eta_{ошн}}$$

Мощность крыльчатки

$$N_{рк} = \frac{N_{тр.рк} \cdot Q \cdot \gamma \cdot 10^{-3}}{75 \cdot \eta_{орк}}$$

Затраченная мощность на привод насоса

$$N_{затр} = N_{шн} + N_{рк} + \Sigma N_{тр}$$

где $\Sigma N_{тр}$ - суммарная мощность трения о жидкость различных деталей насоса.

Механический к.п.д. $\eta_{мех} = \frac{N_{затр} - \Sigma N_{тр}}{N_{затр}}$.

Полезная мощность насоса $N_{пн} = \frac{H_n \cdot Q \cdot \gamma \cdot 10^{-3}}{75}$.

Общий к.п.д. насоса $\eta_{общ} = \frac{N_{пн}}{N_{затр}}$.

Осевая разгрузка ротора

Осевая сила

$$W_{oc} = \int_F p_{cTi} df_{oc}$$

где

df_{oc} - осевая площадь элемента;

$p_{icm} = p_t - \frac{\gamma C_i^2}{2g} \cdot 10^{-4}$ - среднее статическое давление на рассматриваемом элементе.

Методика расчета осевых сил изложена в [15].

Определяются силы, действующие на насосы и турбину. Находится равнодействующая сил. Допускается неразгруженная сила на упорный подшипник порядка $50 \div 1000$ кг в зависимости от типа подшипника.

сертадо

6) Профилирование меридионального сечения колеса

Профилирование канала рабочего колеса в меридиональном сечении выполняется с учетом формы средней линии согласно полученному значению η_s (см. рис.10). Ширина меридионального сечения определяется в соответствии с выбранным законом изменения радиальной составляющей абсолютной скорости C_2 по радиусу колеса

$$v_i = \frac{Q'_{PK} \cdot 10^{-3}}{\pi D_i \cdot C_{2i}}$$

Обычно принимается линейный характер изменения C_2 по радиусу колеса.

Для колес без уширенного входа очертания боковых стенок получаются огибающими окружностей радиусом $0,5 v_i$ с центрами, находящимися на средней линии (рис.10). Для колес с уширенным входом боковые стенки образуются плавными кривыми при обеспечении ширины v_1 на входе и v_2 на выходе.

Если необходимо, то контуры канала корректируются по конструктивно-технологическим соображениям.

7) Профилирование радиальной круговой лопатки рабочего колеса

Профилирование лопаток рабочего колеса должно обеспе-

чить безотрывное обтекание лопаток потоком и незначительные гидравлические потери.

Существует несколько способов профилирования лопаток: точный способ по точкам, для пространственных лопаток, по дугам окружностей (когда выдерживают только входной $\beta_{1к}$ и выходной $\beta_{2к}$ углы) и др.

Эти способы подробно рассмотрены в специальной литературе [12,14,15,17,18].

На рис.16 показан способ профилирования лопатки дугой окружности, радиус которой определяется графически следующим образом.

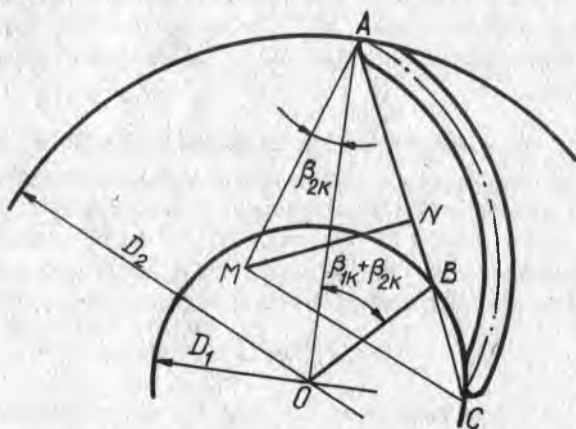


Рис. 16. Профилирование круговой лопатки

Строятся две концентрические окружности диаметрами D_1 и D_2 из центра O , и проводится произвольный радиус OA . Проводится радиус $OB = 0,5 \cdot D_1$ под углом $\beta_{1к} + \beta_{2к}$ к радиусу OA . Точки A и B соединяются прямой, пересекающей окружность входа в точках B и C . Из середины отрезка AC строится перпендикуляр к нему NM , с которым в точке M пересекается отрезок AM , построенный под углом $\beta_{2к}$ к радиусу OA из точки A . Точка M является центром, а отрезок MA - радиусом окружности для построения профиля лопатки.

Такое же построение применимо и для лопаток, изогнутых вперед. В этом случае точки B и C взаимно меняют свое поло-

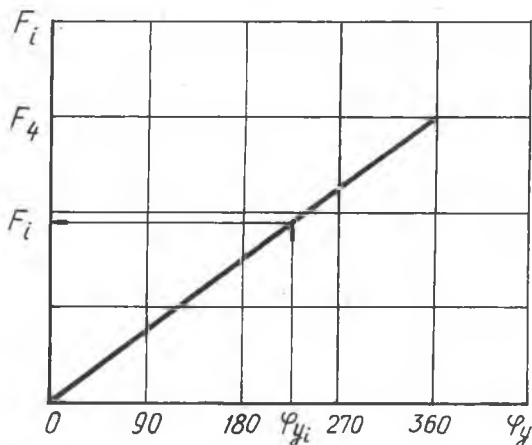


Рис.19. Изменение площади улитки по углу развертки

"Язык" - начало улитки. Улитка начинается при $\varphi = 0^\circ$, а заканчивается при $\varphi = 360^\circ$. В точке $\varphi = 0^\circ = 360^\circ$ толщина "языка" равна нулю. Бесконечно тонким "язык" делать нельзя, так как он будет ломаться и выкрашиваться.

Для увеличения прочности "язык" подрезают на угол $\alpha_{я}$ (рис.4) и создают нужную толщину. При $\alpha_{я} < 15^\circ$ могут появиться пульсации потока за насосом. При $\alpha_{я} > 30^\circ$, ввиду увеличения безлопаточного диффузора и толщины "языка", возрастают потери напора. Поэтому принимается $\alpha_{я} \approx 15 + 30^\circ$.

М о д е л и р о в а н и е н а с о с о в с
с о х р а н е н и е м к а в и т а ц и о н н ы х
к а ч е с т в м о д е л и

При проектировании центробежных насосов выбор и расчет насосов можно вести по методу подобия, взяв в качестве прототипа испытанные образцы, имеющие хорошие кавитационные качества.

Исходными данными для проектирования насоса по методу подобия являются те же параметры, что и при подробном расчете: компонент; превышение давления над давлением упругости пара компонента Δp^* , кг/см²; давление за насосом p_5^* , кг/см²; рас-

ход через насос Q , л/сек; температура компонента $t_{вх}$, °C;
 общий к.п.д. $\eta_{общ}$.

Порядок расчета

1) Зная компоненты, находят физические свойства окислителя и горючего: удельный вес γ (кг/м³), давление упругости паров p_y (кг/см²), кинематическую вязкость ν (м²/сек).

2) Определяются общие параметры насоса

$$\text{Напор на входе } H_0 = \frac{p_0^* \cdot 10^4}{\gamma}.$$

$$\text{Давление на входе } p_0^* = \Delta p_0^* + p_y.$$

Напор насоса

$$H = [(p_5^* - p_0^*) / \gamma] \cdot 10^4.$$

3) Выбирается модельный насос с известными общими параметрами в расчетной точке I (см. рис.20), геометрией гидравлического тракта и характеристиками.

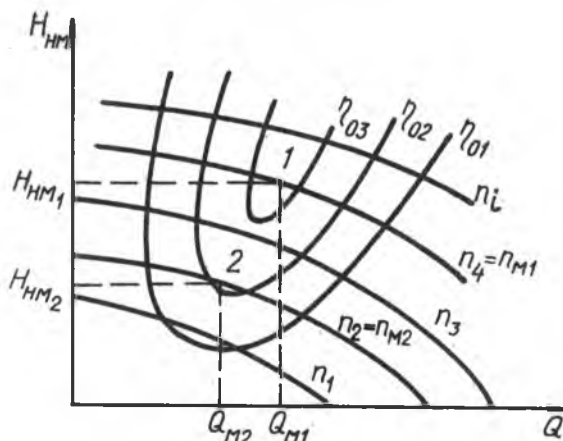


Рис. 20. Характеристика модельного насоса

Если у модельного насоса в расчетной точке I $H_{ом1} = H_0$
 (т.е. напоры на входе в модельный и проектируемый насосы не рав-

ны), то необходимо на характеристике модельного насоса найти новую расчетную точку 2, для которой $H_{0M2} = H_0$. Общие параметры, взятые в точке 2, будут расчетными для модели. Новую расчетную точку модельного насоса находят по следующим соотношениям:

$$n_{M2} = n_{M1} \cdot \sqrt{\frac{H_0}{H_{0M1}}},$$

$$H_{H.M2} = H_{H.M1} \cdot \left(\frac{n_{M2}}{n_{M1}}\right)^2,$$

$$Q_{M2} = Q_{M1} \cdot \frac{n_{M2}}{n_{M1}}.$$

4) При моделировании насосов встречаются два случая.

В первом случае $H_H = H_{H.M2}$. Тогда масштабный фактор для изменения геометрии гидравлического тракта модели с сохранением треугольников скоростей на входе в насос определяется по формуле

$$\lambda_1 = \frac{D}{D_M} = \sqrt{\frac{Q}{Q_{M2}}}.$$

Обороты натурального насоса $n = n_{M2} \cdot \frac{1}{\lambda_1}$.

Для однофазного ТНА выбирают наименьшие из полученных значений оборотов для насосов горючего и окислителя.

Все размеры модели увеличиваются в λ_1 раз.

Во втором, более общем случае, $H_H \neq H_{H.M2}$. Принимается, что $H_H = H_{H.M2}$, и определяются обороты насоса и его размеры по методике первого случая.

Этот новый насос принимается в качестве модельного. Для него умножаются на $\lambda_2 = \sqrt{H_H / H_{H.M2}}$ те размеры геометрического тракта, которые влияют на напор насоса, т.е. $D_2, \theta_2, D_3, \theta_3, h_y, L_3, D_5$.

По рассчитанным размерам вычерчивается новый насос.

Опыт насосостроения позволяет утверждать, что точность расчета по методу подобия не ниже, чем при полном расчете нового насоса.

ГЛАВА Ш. ТУРБИНЫ

Н и з к о п е р е п а д н а я о д н о с т у п е н ч а т а я о с е в а я т у р б и н а

Исходные параметры

Применение в турбонасосных агрегатах ЖРД одноступенчатой осевой турбины диктуется соображениями веса и простоты конструкции.

Исходные параметры для расчета турбины определяются термодинамическим расчетом двигателя и характеристиками узлов (турбин, насосов, трубопроводов, камер сгорания, агрегатов управления и др.). Обычно известны:

Мощность турбины N_T , л.с.

Расход газа через турбину G_T , кг/сек .

Давление на входе в турбину $p_{гг}^*$, кг/см² .

Давление на выходе из турбины p_2 , кг/см² .

Температура на входе в турбину $T_{гг}^*$, °К .

Газовая постоянная рабочего тела R , кДж/кг.град .

Показатель адиабаты κ .

Теплоёмкость газа C_p , $\frac{\text{ккал}}{\text{кг.град}}$.

Обороты ТНА на расчетном режиме n , об/мин .

Трудоёмкость расчета турбины снижается при использовании таблиц газодинамических функций и параметров заторможенного потока (отмечены значком *). Расчет турбины по термодинамическим формулам более громоздкий и может быть применен, когда нет газодинамических функций для газа с заданными параметрами κ и R .

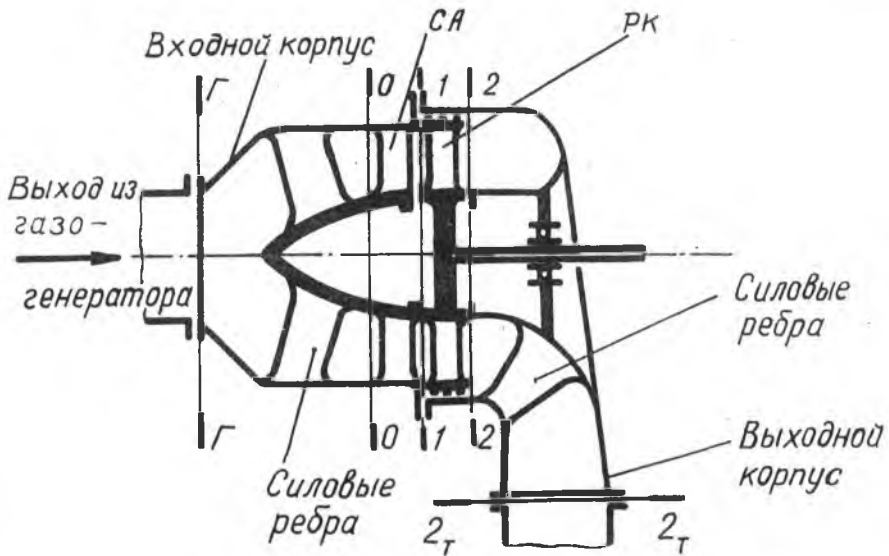


Рис.21. Расчетная схема проточной части одноступенчатой турбины

Выход из турбины в газовой и головку камеры сгорания

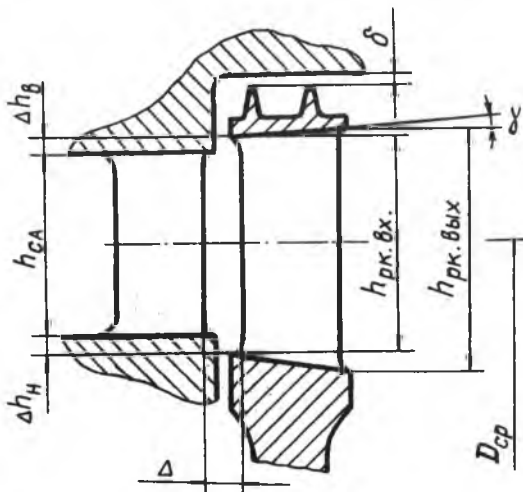


Рис.22. Схема обозначений основных размеров проточной части турбины

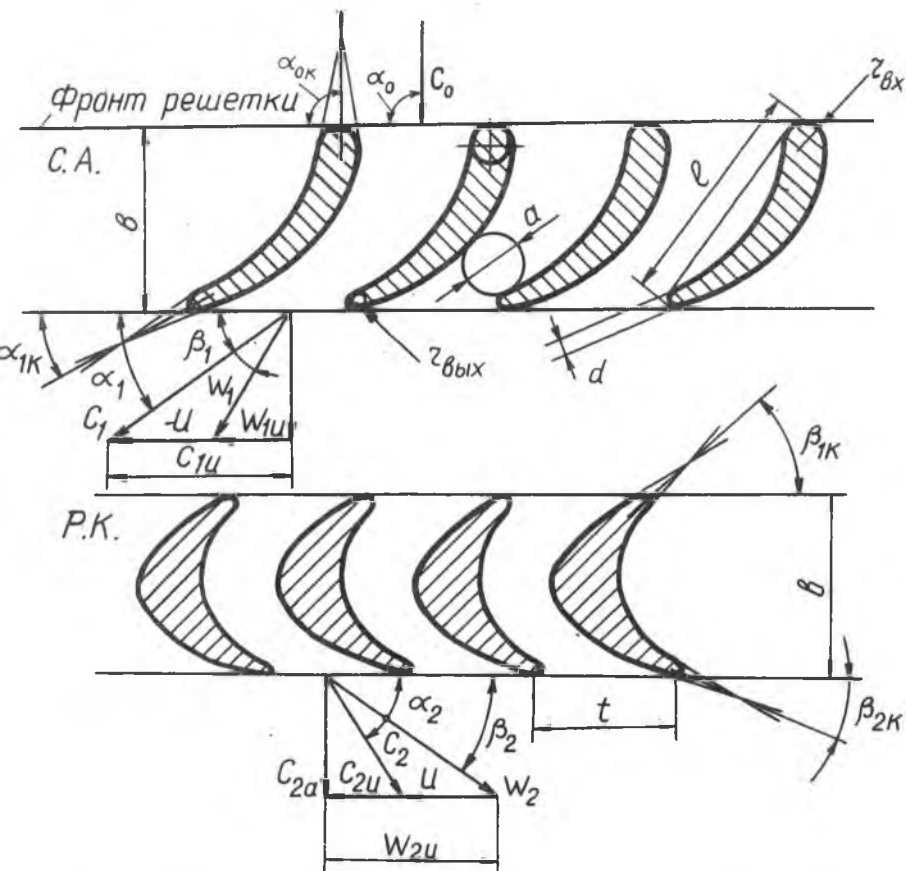


Рис.23. Развертка цилиндрического сечения лопаточной части турбины, основные обозначения и треугольники скоростей

На рис.21 и 22 представлена расчетная схема проточной части одноступенчатой газовой осевой турбины ТНА с обозначением расчетных сечений.

Развертка лопаточной части турбины на плоскость, треугольники скоростей и основные параметры, используемые в газодинамическом расчете турбины, приведены на рис. 23.

$\Delta i_{ад.т}^*$ - адиабатный теплоперепад в турбине при расширении газа от $p_{гг}^*$ до p_2^* .
Суммарная степень расширения на турбине

$$\pi_{т\Sigma}^* = \frac{p_{гг}^*}{p_2^*}$$

Потери энергии в корпусах

Потери в корпусах турбины зависят от скорости потока в них и конструктивного совершенства корпусов. Желательно проектировать корпуса достаточно просторными, без местной диффузности и излишней загроможденности газового тракта с наименьшим числом поворотов и внутренних рёбер жесткости, хорошей чистотой трактовой поверхности.

Величину потерь энергии в корпусах удобно выражать в виде коэффициента полного давления $\epsilon_{корп}^*$, который при выбранной конструкции может быть экспериментально определен путем продувки корпуса воздухом при разных скоростях течения в нём.

Так как потери энергии при течении газового потока в корпусе пропорциональны квадрату скорости, то при проектировании целесообразно выбирать невысокие значения скоростей

$$\lambda_{корп} = \frac{C_{корп}}{a_{корп}} \approx 0,1 \div 0,3$$

Здесь $\lambda_{корп}$ - приведенное значение скорости газового потока в корпусе;

$C_{корп}$ - скорость газового потока в корпусе;

$a_{кр} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \cdot gRT^*}$ - критическое значение скорости газового потока при заданной температуре T^* .

Повышенная чистота трактовых поверхностей ($\nabla 5 + \nabla 6$) в случае отсутствия специальной механической обработки может быть получена виброгалтовкой поверхности или покрытием ее специальными эмалями, совместимыми с рабочей средой.

Площадь поперечных сечений корпусов желательно профилировать так, чтобы сохранить постоянство скорости газового потока при заданном расходе.

Для более плавного изменения скорости по тракту корпусов целесообразно проектировать их конфузными, со степенями конфузности $\kappa = \frac{F_{вх}}{F_{вых}} = 1,15 + 1,3$.

В настоящее время имеется достаточно экспериментов по анализу потерь энергии в различных конструкциях подводящих корпусов [10,15] .

Для проектных расчетов может быть использована графическая зависимость $\sigma_{корп}^* = f(\lambda_{корп})$, представленная на рис. 25.

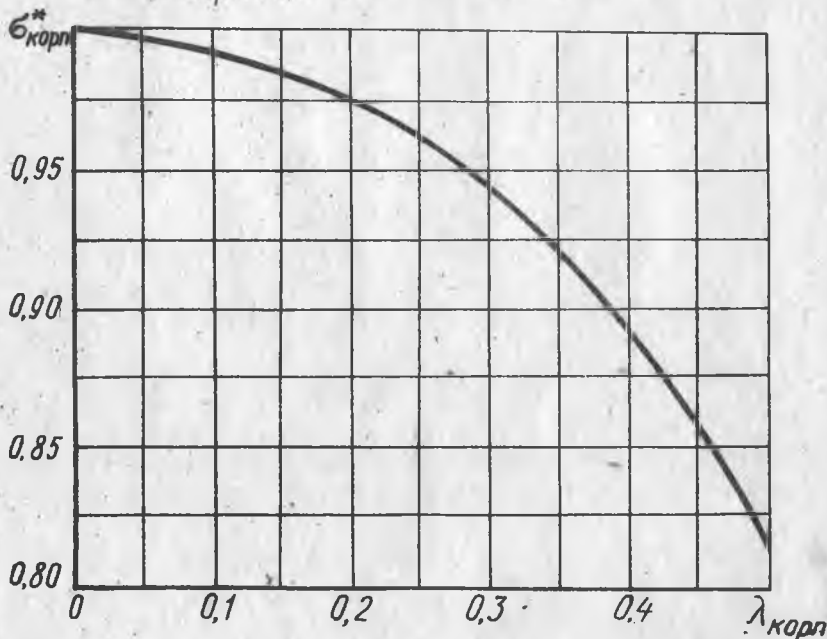


Рис. 25. Зависимость коэф. полного давления в улиточном корпусе от приведенной скорости газового потока

Она получена для выходного корпуса турбины улиточного типа (двухсторонняя улитка) с соотношением площадей входа и выхода $\kappa = F_{вх} / F_{вых} = 1,1 \div 1,2$, сечение которого по улиточной части загромождено силовыми ребрами с густотой решетки $l/t \approx 0,7-0,75$ и относительной толщиной входной кромки $d_{вх}/l \approx 0,3$. Чистота поверхностей соответствует $\nabla 5 + \nabla 6$. Если конструктивно корпуса оформлены лучше (отсутствуют силовые ребра, повороты потока и т.п.), то потери по зависимости, показанной на

рис.25, будут завышены и пойдут в запас расчета, что может облегчить доводку узла после проектирования.

Для входных корпусов турбины, имеющих соотношение $\frac{F_{\text{вых}}}{F_{\text{вх}}} = 1,0 \div 1,2$, один поворот потока, общую длину корпуса $L_{\text{корп}} \approx (2 \div 2,5) \cdot D_{\text{вх}}$, чистоту обработки поверхности $\nabla 5 + \nabla 6$, загромождение сечения решеткой силовых ребер с густотой $(\ell/t) \approx 0,7 + 0,75$ и относительной толщиной кромок $(d_{\text{вх}}/\ell) \approx 0,2 + 0,25$, можно с достаточной точностью для проектировочного расчета принять коэффициент полного давления $\sigma_{\text{корп}}^* = 0,98 + 0,99$ для скоростей $\lambda_{\text{вх}} = 0,1 + 0,2$. Большая величина $\sigma_{\text{корп}}^*$ выбирается для меньших значений $\lambda_{\text{вх}}$.

Степень реактивности

Степень реактивности ρ турбины определяет распределение срабатываемого теплоперепада между сопловым аппаратом (СА) и рабочим колесом (РК). Согласно классическому определению степень реактивности может быть подсчитана по следующей формуле:

$$\rho = \frac{\Delta i_{\text{ад.РК}}}{\Delta i_{\text{ад.Г}}} = \frac{\Delta i_{\text{ад2}}^* - \Delta i_{\text{w}_1}^*}{\Delta i_{\text{ад1}}^* + (\Delta i_{\text{ад2}}^* - \Delta i_{\text{w}_1}^*)}$$

где $(\Delta i_{\text{ад2}}^* - \Delta i_{\text{w}_1}^*)$ - адиабатический теплоперепад, срабатываемый в РК турбины при расширении от давления P_1 до P_2 ;

$\Delta i_{\text{ад1}}^*$ - адиабатический теплоперепад, срабатываемый в СА турбины при расширении от давления P_0^* до P_1 ;

$P_0^* = \sigma_{\text{вх.корп}}^* \cdot P_{\text{ГГ}}^*$ - давление на входе в СА турбины;

P_1 - статическое давление за СА турбины;

P_2 - статическое давление за РК турбины;

$\Delta i_{\text{w}_1}^*$ - теплоперепад, соответствующий энергии относительной скорости W_1 на входе в РК турбины.

От выбора степени реактивности при проектировании турбины зависит эффективность профилей лопаток рабочего колеса и соплового аппарата турбины и разгрузка ротора ТНА от осевой силы, являющейся результирующей неразруженных осевых сил насоса (насосов) и турбины.

С точки зрения наилучшей разгрузки ротора турбонасосного агрегата от осевой неуравновешенной силы целесообразно выбирать степень реактивности на среднем диаметре $\rho_{ср} \approx 0 + 0,15$, что соответствует активному принципу облопачивания. При этом на ротор ТНА действуют небольшие осевые усилия от турбины, и разгрузка ротора облегчается только за счет разности диаметров уплотнительных буртов крыльчаток насосов или выравнивания давлений на крыльчатках разгрузочными отверстиями. При консольном расположении турбины на валу (рис. 21) всегда требуется специальная разгрузка осевой силы, действующей на торец вала. Для ликвидации этой силы или получения ее незначительной по величине иногда имеет смысл в корневом сечении выбирать $\rho_{корн} \approx 0$ или даже незначительной отрицательной величины (здесь $\rho_{1корн} < \rho_2$)

Нулевая реактивность на среднем диаметре ($\rho_{ср} = 0, \rho_1 = \rho_2$) особенно целесообразна для ступеней с относительно короткими лопатками ($D_{ср}/h_{ПК} \geq 8 + 10$), у которых изменение величины ρ по высоте лопатки незначительно. Это позволяет выполнять лопатки постоянного профиля по высоте без существенного снижения их эффективности.

Однако выбор активного принципа облопачивания рабочих колес при оптимальных углах выхода потока из сопловых аппаратов ($\alpha_1 = 15 + 25^\circ$) приводит к профилированию рабочих лопаток с большими углами поворота потока, соответствующими конструктивным углом входа и выхода $\beta_{1к} \approx \beta_{2к} = 30 + 45^\circ$. Это связано со снижением экономичности таких решеток профилей и всей турбины в целом. Поэтому, когда требуется высокая экономичность турбины ТНА, а разгрузка ротора от осевых сил может быть осуществлена конструктивным исполнением узла, целесообразно выбирать степень реактивности $\rho_{ср} = 0,15 + 0,25$. При этом обеспечивается хорошая эффективность решеток профилей благодаря их малому изгибу.

Выбор реактивного облопачивания вследствие изменения ρ по высоте лопатки (ρ растет к периферии) требует особого внимания к проблеме утечек через радиальный зазор между корпусом и рабочим колесом турбины. Высокий к.п.д. турбины с реактивным облопачиванием может быть следствием только правильного конструктивного решения, позволяющего уменьшить утечки через радиальный зазор.

Диаметральные габариты турбины

Диаметральные габариты определяются выбранными оборотами ТНА на расчетных режимах (номинальном и максимальном) и принятым отношением $U_{cp}/C_{ад.т}$. Здесь U_{cp} - окружная скорость на среднем диаметре D_{cp} , $C_{ад.т} = 91,5 \cdot \sqrt{\Delta i_{ад.т}^*}$ - скорость, соответствующая теплоперепаду при адиабатическом расширении от $p_{гг}^*$ до p_2^* ; $\Delta i_{ад.т}^* = N_T / 5,7 \cdot \theta_r \cdot \eta_{тг}^*$; $\eta_{тг}^*$ - потребный к.п.д. турбины, заданный при проектировании КРД замкнутой схемы.

Для достижения максимальной экономичности турбины целесообразно выбирать $U_{cp}/C_{ад.т}$ в области оптимальных величин, обеспечивающих наибольшие значения коэффициента полезного действия (рис.26). Для одноступенчатой осевой турбины без использования выходной скорости

$$(U_{cp}/U_{ад.т})_{опт} = 0,4 + 0,45 \quad \text{— для активного облопачивания,}$$

$$(U_{cp}/U_{ад.т})_{опт} = 0,45 + 0,6 \quad \text{— для реактивного облопачивания.}$$

Для активного двухвечного колеса со ступенями скорости (колеса Кертисса)

$$(U_{cp}/C_{ад.т})_{опт} = 0,2 + 0,25 \quad \text{при } \rho = 0,$$

$$(U_{cp}/C_{ад.т})_{опт} = 0,25 + 0,3 \quad \text{при } \rho = 0,15 \div 0,2;$$

для радиально-осевой центробежной турбины

$$(U_{cp}/C_{ад.т})_{опт} = 0,65 + 0,7.$$

Однако в турбинах ТНА не всегда может быть выбрана оптимальная величина $U_{cp}/C_{ад.т}$. Обороты ТНА в большинстве случаев определяются требованиями безкавитационной работы насосов. Проектирование высокооборотных и, следовательно, легких по весу насосов может потребовать высокого напора на всасывании для предотвращения явления кавитации. Это требование без применения специальных предвключенных агрегатов на входе в основные насосы (типа эжекторов, преднасосов, шнековых или осевых преднасосов, многокаскадной схемы) приведет к утяжелению баковой системы летательного аппарата за счет увеличения давления наддува компонентов.

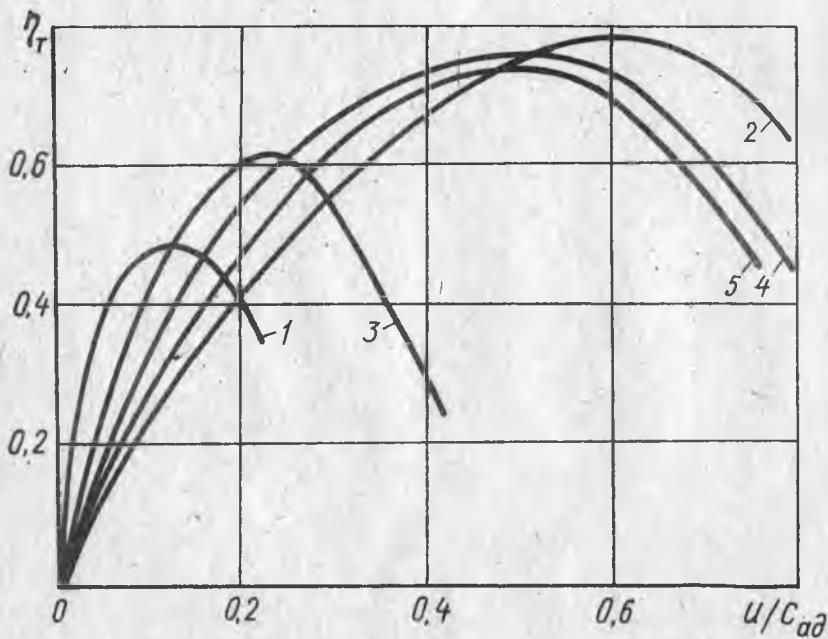


Рис.26. Зависимость КПД турбин различных типов от коэффициента нагрузки ступени:
 1 - трехступенчатая со ступенями скорости; 2 - радиальная; 3 - двухступенчатая со ступенями скорости; 4 - одноступенчатая активная; 5 - одноступенчатая реактивная с использованием выходной скорости

Поэтому при проектировании ТНА выбираются максимально допустимые обороты, при которых насос имеет достаточно низкое входное давление, обеспечивающее его безкавитационную работу и не требующее утяжеления баковой системы из-за повышения давления наддува или усложнения ТНА ввиду внедрения других конструктивных мероприятий для повышения кавитационного запаса.

Требования обеспечения минимальных габаритов и веса турбины заставляют конструктора проектировать ее часто не с оптимальной величиной $u_{cp}/c_{ад.т}$.

Оптимальными диаметральные габариты турбины в сравнении с другими узлами ТНА следует считать, когда относительная величина

$$\frac{R_{cp}}{R_{нар. max}} \approx 1,1 + 1,5 ,$$

где R_{cp} - средний радиус турбины;

$R_{нар. max}$ - максимальный радиус насоса, определяющего габариты.

При этом ТНА получается наиболее компактным.

С другой стороны, при выбранных оборотах ТНА и степени расширения на турбине не всегда может быть принято $\left(\frac{U_{cp}}{C_{ад.т}}\right)$ опт по соображениям прочности. Регулирование двигателя по режимам обеспечивается изменением давления в камере сгорания в пределах $\pm 15\%$ и более. Изменение режимов требует перестройки регулирующего органа на повышение расхода горючего в газогенераторе и соответствующего увеличения числа оборотов на форсажном режиме до $10 + 15\%$ по сравнению с номинальными режимами. Запас прочности диска турбины по разрушающим оборотам должен быть не менее $\kappa = 1,4 + 1,8 [8]$.

В некоторых случаях при $n_{max} = (1,1 + 1,15) \cdot n_{ном}$ определяющим фактором для выбора $\frac{U_{cp}}{C_{ад.т}}$ на номинальном режиме может быть прочность лопаточной части или диска рабочего колеса, рассчитанная по максимальным оборотам на форсажном режиме. Допустимый запас прочности характеризуется принятым значением окружной скорости, которая составляет $U_{cp} = 200 + 400$ м/сек. Большая величина окружной скорости выбирается для относительно коротких лопаток турбины ($D_{cp}/h_{рк} \geq 8 + 10$), меньшая - для турбин с относительно длинными лопатками [$D_{cp}/h_{рк} \leq 5$].

Диапазон $U_{cp} = 350 + 400$ м/сек требует применения специальных высоколегированных высокопрочных сплавов для выполнения рабочих колес и является предельно допустимым.

Поэтому при проектировании ТНА, имеющего достаточный запас по кавитации на высоких оборотах, определяющим узлом по оборотам может быть турбина из-за ограничений по прочности её элементов. В этом случае для обеспечения потребных напоров насосы придется проектировать с повышенным запасом по кавитации, но с большими диаметральными габаритами.

При проектировочном расчете после выбора меридионального тракта турбины, оптимальных величин густоты решеток профилей (числа лопаток) и вычерчивания исходного профиля рабочей лопат-

ки проводится оценка запаса прочности по допустимым напряжениям в корневом сечении лопаток рабочего колеса. Желательно, чтобы рассчитанные напряжения от центробежных нагрузок не превосходили $\sigma = 25 + 50 \text{ кг.с/мм}^2$ при суммарном запасе прочности в корневом сечении $K_{\Sigma} = \sigma_{\text{доп}}/\sigma_{\Sigma} = 1,7 + 2,0$.

Разрывающие напряжения растяжения от центробежных сил при проектировочном расчете могут быть определены по формуле

$$\sigma_p = \frac{P_{\text{ц}}}{f},$$

где $P_{\text{ц}} = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_x^{h_{\text{РК}}} f(z_{\text{корн}} + x) \cdot dx$ - центробежная сила для произвольного сечения лопатки площадью f , находящегося на расстоянии x от корневого сечения;

$h_{\text{РК}}$ - высота рабочей лопатки
 ω - максимальная угловая скорость вращения
 γ - удельный вес материала лопатки
 $z_{\text{корн}}$ - радиус корневого сечения
 g - ускорение свободного падения

В турбинах ТНА обычно применяются рабочие лопатки с бандажом, обладающие лучшей эффективностью по сравнению с безбандажными колесами.

Напряжения в корневом сечении площадью $F_{\text{корн}}$ с учетом бандажа рассчитываются по формуле

$$\sigma_p = (P_{\text{ц}} + P_{\text{ц.банд}}) / F_{\text{корн}}$$

Для лопатки постоянного сечения

$$\sigma_p = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \left[\frac{D_{\text{ср}}}{2} \cdot h_{\text{РК}} + \frac{V_{\text{банд}} \cdot z_{\text{банд}}}{F_{\text{корн}}} \right],$$

где

$V_{\text{банд}}$ - объём бандажа;
 $z_{\text{банд}}$ - радиус центра тяжести полки бандажа.

Если напряжения превышают максимально допустимые значения, и суммарный запас прочности от действия окружных, осевых и центробежных сил для корневого сечения $K_{\Sigma} < 1,7 + 2,0$, то увеличивается площадь корневого сечения, изменяются габариты турбины или снижаются обороты ТНА.

При выбранном $u_{\text{ср}}/C_{\text{ад.т}}$ средний диаметр турбины

$$D_{\text{ср}} = \frac{60 \cdot u_{\text{ср}}}{\pi \cdot n} = \frac{60 (u_{\text{ср}}/C_{\text{ад.т}}) \cdot C_{\text{ад.т}}}{\pi \cdot n}.$$

Угол выхода потока из соплового аппарата

Угол выхода потока из соплового аппарата обычно принимается $\alpha_1 = 12 + 25^\circ$.

Наибольший к.п.д. достигается при $\alpha_{1 \text{ опт}} = 16 + 20^\circ$. При увеличении угла α_1 уменьшается высота лопаток как соплового аппарата, так и рабочего колеса, что может оказаться целесообразным, так как позволит при $\Pi_{\text{сп}}/h_{\text{р.к}} \geq 8 + 10$ иметь невитые лопатки постоянного профиля. Такие лопатки более технологичны в изготовлении.

Иногда увеличение угла α_1 свыше 20° вызвано большим расходом газа через турбину. При этом получаются относительно длинные лопатки ($\Pi_{\text{сп}}/h_{\text{р.к}} \leq 6,0$), меньшие диаметральные габариты, но растут изгибные напряжения в витых лопаточных венцах.

Слишком малые углы ($\alpha_1 = 12 + 16^\circ$) относятся к турбинам с большими степенями расширения в сопловом аппарате, характеризующимися приведенными скоростями $\lambda_{\text{с.а.}} = C_1/a_{\text{кр}} \approx 0,8 + 1,0$. Такие значения угла α_1 могут повлечь за собой повышенные кромочные потери в сопловом аппарате. Это связано с затененностью выходного сечения при большой густоте решетки и малостью проходных сечений ввиду слишком пологого расположения выходных кромок, имеющих конечную толщину. Одновременно с этим выбор малых углов $\alpha_1 = 12 + 16^\circ$ приводит к малым углам входа в рабочие лопатки турбины и, следовательно, большому изгибу профилей лопаток рабочего колеса, что нежелательно из-за снижения их экономичности.

Коэффициенты скорости для сопловых и рабочих лопаток турбины

Гидравлические потери в лопаточной части турбины удобно характеризовать коэффициентами скорости φ - для лопаток соплового аппарата и ψ - для лопаток рабочего колеса.

Коэффициент скорости определяется через коэффициенты потерь энергии в решетке профилей по следующим формулам:

$$\varphi_{\Sigma} = \sqrt{1 - \xi_{\Sigma \text{с.а.}}} = \frac{C_{\text{с.а.}}}{C_{\text{ад.с.а.}}} = \frac{\lambda_{\text{с.а.}}}{\lambda_{\text{ад.с.а.}}},$$

$$\psi_{\Sigma} = \sqrt{1 - \xi_{\Sigma \text{р.к.}}} = \frac{W_{\text{р.к.}}}{W_{\text{ад.р.к.}}} = \frac{\lambda_{\text{р.к.}}}{\lambda_{\text{ад.р.к.}}},$$

где

$\xi_{\Sigma SA}$ и $\xi_{\Sigma PK}$ - коэффициенты суммарных гидравлических потерь в решетке профилей соплового аппарата и рабочего колеса;

W_{PK} и C_{SA} - скорости выхода газового потока из рабочего колеса и соплового аппарата с учетом потерь в реальном процессе расширения;

$W_{ад. PK}$ и $C_{ад. SA}$ - скорости выхода газового потока из рабочего колеса и соплового аппарата в адиабатическом процессе расширения;

$\lambda_{SA}, \lambda_{ад. SA}, \lambda_{PK}, \lambda_{ад. PK}$ - значения приведенных скоростей выхода газового потока для соответствующей решетки.

Коэффициент суммарных гидравлических потерь в решетке профилей

$$\xi_{\Sigma} = \xi_{тр} + \xi_{кром} + \xi_{вт}$$

где

$\xi_{тр}$ - коэффициент потерь на трение в каналах решеток;

$\xi_{кром}$ - коэффициент потерь, связанных с конечной толщиной выходных кромок профилей;

$\xi_{вт}$ - коэффициент вторичных потерь в решетке профилей.

Сумма

$$\xi_{тр} + \xi_{кром} = \xi_{пр}$$

характеризует так называемые профильные потери, которые обычно определяются по данным продувок геометрически подобных профилей, проводимых на стендах плоских решеток.

Коэффициент скорости по профильным потерям для сопловых аппаратов

$$\varphi_{пр} = \sqrt{1 - \xi_{пр. SA}}$$

в современных решетках с углами входа $\alpha_0 = 90^\circ$ и выхода $\alpha_{1K} = 18 + 22^\circ$ в диапазоне приведенных скоростей $\lambda_{ад. SA} \approx 0,75 + 0,9$ с оптимальной густотой решеток $(t/l)_{опт} = 0,65 + 0,7$ достаточно высок и составляет $\varphi_{пр} \approx 0,98 + 0,985$. При этом $\xi_{пр} \leq 0,04$.

Для определения кромочных потерь получено несколько зависимостей [8]. Можно пользоваться формулой Флюгеля

$$\xi_{кром} = (0,18 + 0,2) \cdot \frac{d}{a}$$

где a - узкое сечение межлопаточного канала ("горла");
 d - толщина выходной кромки лопатки.

При проектных расчетах целесообразно использовать экспериментальные данные по профильным потерям различных решеток турбинных профилей.

Обычно эти экспериментальные зависимости строятся для определенных типов профилей по конфузорности $\kappa = \frac{\sin \beta_{1\kappa}}{\sin \beta_{2\kappa}}$, углу изгиба профиля $\theta^\circ = 180^\circ - (\beta_{1\kappa} + \beta_{2\kappa})$, а также в зависимости от плотности решетки t/l и скорости выхода потока λ_{ad} . На рис.27 приведены результаты экспериментальных продувок [I] ряда профилей в виде зависимости $\xi_{пр} = f(\theta, \kappa)$ для дозвуковых и околосвуковых режимов работы решеток с оптимальными значениями плотности $(\frac{t}{l})_{opt} \approx 0,65 + 0,7$.

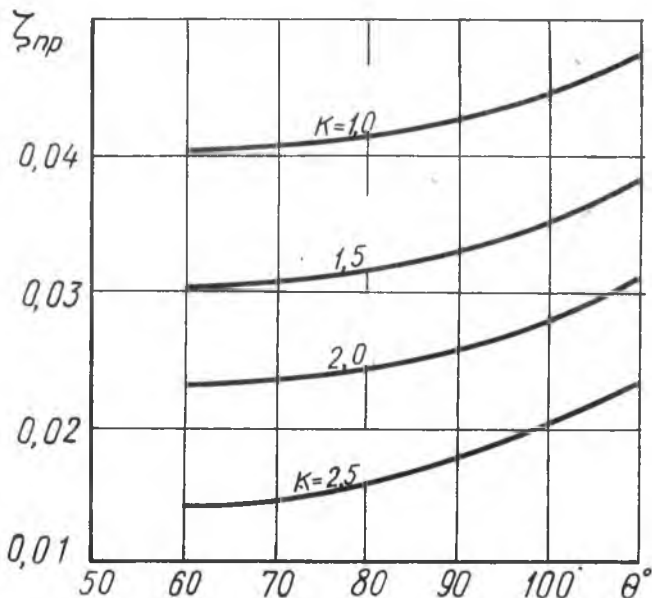


Рис. 27. Зависимость профильных потерь от угла изгиба профиля θ° и конфузорности κ

На рис.28 приведены зависимости профильных потерь решеток с $\beta_{1\kappa} = 30 + 35^\circ$, $\beta_{2\kappa} = 25^\circ$, $(t/l) = 0,6 + 0,8$ от скорости выхода потока из решетки. Оба графика могут быть использованы при проектных расчетах турбин ТНА.

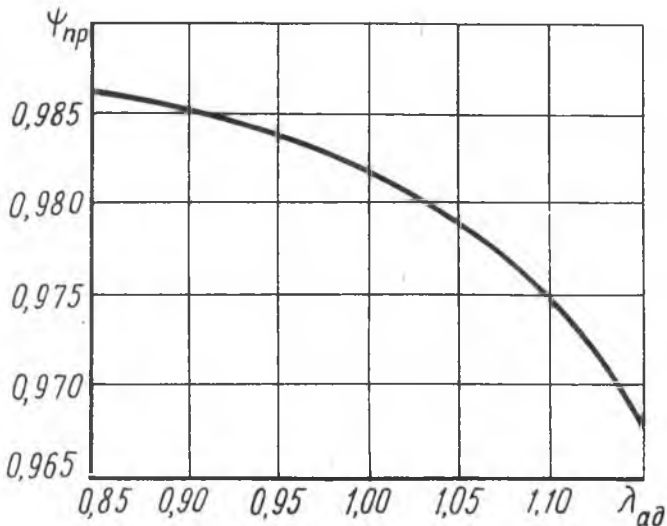


Рис. 28. Влияние скорости выхода потока из решетки на профильные потери

Вторичные потери оцениваются в зависимости от угла изгиба решетки, ее высоты и ширины межлопаточного канала эмпирической формулой, полученной по результатам испытаний ряда решеток профилей [1, 19]:

$$\xi_{\theta m} = B \cdot \xi_{пр} \cdot \frac{a}{h_{рк}}$$

где

B - коэффициент, зависящий от изгиба профиля лопатки

($\beta_{1к} + \beta_{2к}$);

$h_{рк}$ - высота лопатки.

Значение коэффициента B можно определять по формуле

(рис.29)

$$B = \frac{3,5}{(\beta_{1к} + \beta_{2к})^{1,3}}$$

В общем случае при проектировании можно руководствоваться следующими значениями коэффициентов скорости:

для сопловых лопаток высотой $12 \leq h_{сА} \leq 60$ мм при выборе оптимальных величин $(\delta/h_{сА})_{опт} \leq 0,8$, $(t/e)_{опт} \approx 0,6 + 0,7$ в диапазоне конструктивных углов профилей $\angle сА \alpha_0 = 85^\circ + 90^\circ$, $\alpha_{1к} = 15 + 22^\circ$; $\varphi_{\Sigma} \approx 0,94 + 0,97$ (большие значения φ_{Σ} относятся к

лопаткам с большей высотой и меньшей толщиной кромки);

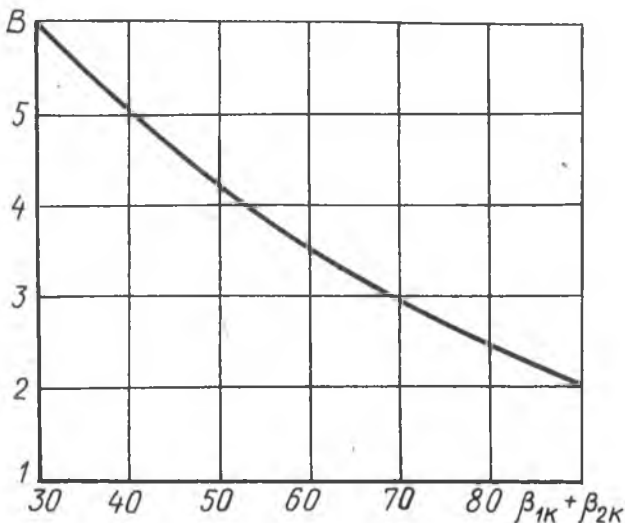


Рис.29. Изменение коэффициента В в зависимости от углов входа и выхода решетки профилей

для рабочих лопаток высотой $12 \leq h_{pk} \leq 60$ мм при сохранении оптимальных величин $(\beta/h_{pk})_{opt} \approx 0,7 + 0,8$, $(t/l)_{opt} = 0,6 + 0,75$ и конструктивных углов в диапазоне $\beta_{1k} = 35^\circ + 65^\circ$, $\beta_{2k} = 25 + 35^\circ$ $\psi_\Sigma = 0,93 + 0,96$ (большие значения ψ_Σ относятся к лопаткам с большей высотой, меньшей толщиной кромки и более реактивным профилем, т.е. имеющим меньший изгиб).

В обоих случаях приведенные значения коэффициентов скорости характерны для дозвукового и околосзвукового обтекания профилей, когда:

$$\lambda_{ад.са} = \frac{C_{1ад}}{a_{кр}} \approx 0,65 + 0,9;$$

$$\lambda_{ад.рк} = \frac{W_{2ад}}{a_{кр} w_1} \approx 0,65 + 0,8.$$

При выборе коэффициентов профильных потерь можно пользоваться графиком $\psi_{пр} = f(\lambda_{ад.вык})$ (рис.28) для профилей рабочих колес с параметрами $\beta_{1k} = 30 + 35^\circ$, $\beta_{2k} = 25^\circ$, $t/l = 0,6 + 0,84$

чистотой рабочих поверхностей примерно $\nabla 5 + \nabla 6$, относительной толщиной кромки $(d/l) \approx 0,25 + 0,3$.

Выбранные в предварительном расчете турбины коэффициенты скорости для соплового аппарата и рабочего колеса в дальнейшем, после предварительного профилирования и расчета турбины, уточняются по экспериментальным данным для подобных профилей в зависимости от густоты t/l , $\beta_{1к}/\beta_{2к}$, $\lambda_{вых}$ из решетки, a/d и т.д.

Экспериментальные зависимости φ_{Σ} и ψ_{Σ} от геометрических факторов и скорости течения потока приводятся в атласах профилей.

После уточнения коэффициентов лопаточной части турбины проводится окончательный проектировочный расчет турбины на рабочем режиме.

Порядок расчета одноступенчатой осевой турбины

Порядок расчета осевой одноступенчатой турбины одинаков как для предварительного, так и для окончательного расчета турбины по выбранным коэффициентам потерь и геометрии профилей.

Параметры газа в осевом зазоре за сопловым аппаратом рассчитываются в следующем порядке.

Задаваясь скоростью потока во входном корпусе турбины $\lambda_{0вх} = 0,1 + 0,2$, определяют коэффициент полного давления $\sigma_{вх}^* = f(\lambda_{0вх})$

где $\sigma_{вх}^* = (p_0^*/p_{ГГ}^*) = 0,98 + 0,99$,
 p_0^* - давление торможения перед решеткой соплового аппарата;

$p_{ГГ}^*$ - давление торможения на входе в турбину.

Тогда

$$p_0^* = \sigma_{вх}^* \cdot p_{ГГ}^*.$$

Давлением p_1 за сопловым аппаратом обычно задаются, исходя из указанных выше соображений по выбору степени реактивности ступени (чаще всего выгоднее принять $p_{корм} \approx 0$). Следовательно, по таблицам газодинамических функций, зная

$$\pi(\lambda_{1ад}) = p_1 / p_0^*,$$

можно найти

$$\lambda_{1ад} = \frac{C_{1ад}}{a_{кр}}.$$

Тогда адиабатическая скорость газа на выходе из СА

$$C_{1ад} = \lambda_{1ад} \cdot a_{кр},$$

где критическая скорость звука

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot gRT_{гг}^*}$$

Действительная скорость газа на выходе из СА

$$C_1 = C_{1ад} \cdot \varphi_{\Sigma}$$

и

$$\lambda_1 = \lambda_{1ад} \cdot \varphi_{\Sigma}$$

Адиабатический теплоперепад, срабатываемый в СА,

$$\Delta i_{ад1}^* = (C_{1ад} / 91,5)^2$$

Действительный теплоперепад, срабатываемый в СА,

$$\Delta i_1^* = (C_1 / 91,5)^2$$

Температурный перепад, срабатываемый в СА,

$$\Delta T_1 = \Delta i_1^* / c_p$$

Температура на выходе из СА

$$T_1 = T_{гг}^* - \Delta T_1$$

Удельный вес газового потока за СА

$$\gamma_1 = p_1 \cdot 10^4 / RT_1$$

Осевая площадь проходного сечения СА определяется по уравнению расхода при выбранном угле α_1

$$F_{ос.СА} = \frac{G_r}{C_1 \cdot \gamma_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1}$$

Здесь ε - степень парциальности, выбранная с учетом расхода газа и возможности получения приемлемой высоты лопаток.

Желательно иметь $\varepsilon = 1$, чтобы в турбине не было дополнительных потерь, обусловленных парциальностью.

Высота лопатки соплового аппарата

$$h_{СА} = F_{ос.СА} / \pi D_{ср}$$

Желательно, чтобы было $D_{ср} / h_{СА} \geq 4,5$. При $D_{ср} / h_{СА} < 4,5$ получаются относительно длинные рабочие лопатки с большой относительной закруткой профиля по высоте и значительными изгибными напряжениями. Высота лопатки соплового аппарата должна быть $h_{СА} \geq 8$ мм, чтобы не было резкого увеличения потерь от вторичных явлений в решетке профилей, а также чтобы обеспечить наиболее технологичное изготовление решетки.

Отливка лопаточных венцов СА и РК по выплавляемым моделям (прецизионное литьё) обеспечивает высокую точность геометрии профилей, но ширина межлопаточного канала должна быть $a \geq 2\text{мм}$. При более узких проходных сечениях за счет литейных допусков будет значительное колебание проходных сечений каналов, к тому же шероховатость поверхности в лопаточных венцах малых размеров будет играть значительную роль и гидравлические потери увеличатся. Кроме того, отливка может быть затруднена или вообще невыполнима.

Решая треугольник скоростей на выходе из соплового аппарата турбины (рис.23), определяют проекции абсолютной и относительной скорости:

$$C_{1a} = W_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1,$$

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

$$W_{1u} = C_{1u} - u$$

и угол входа потока на рабочую лопатку в относительном движении

$$\beta_1 = \arcsin \frac{C_{1a}}{W_{1u}}.$$

Скорость входа на РК

$$W_1 = C_{1a} / \sin \beta_1.$$

Параметры газового потока на входе в рабочее колесо турбины:

$$\Delta T_{W_1} = \frac{\Delta i_{W_1}^*}{c_p} = \left(\frac{W_1}{91,5} \right)^2 \cdot \frac{1}{c_p},$$

$$T_{W_1}^* = T_1 + \Delta T_{W_1},$$

$$P_{W_1}^* = \frac{P_1}{\pi(\lambda_{W_1})},$$

$$\lambda_{W_1} = W_1 / a_{крW_1},$$

$$a_{крW_1} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \cdot gRT_{W_1}^*}.$$

Расчет процесса расширения в рабочем колесе турбины ведется

после определения параметров потока на входе в РК.

Полное давление на выходе из турбины $p_2^* = p_{гг}^* / \pi_{гг}^*$

известно из термодинамического расчета двигателя и является величиной заданной.

Задавшись приведенной скоростью выхода из рабочего колеса турбины $\lambda_{c_2} \approx 0,15 + 0,25$, можно оценить в предварительном расчете турбины потери в выходном корпусе по результатам продувок подобных конструкций корпусов по графику $\sigma_{\delta_{вых}}^* = p_2^* / p_{c_2}^* = f(\lambda_{c_2})$. Если таких зависимостей нет, то ориентировочно можно принимать потери полного давления $\sigma_{\delta_{вых}}^* = 0,90 + 0,98$.

Лучшие значения $\sigma_{\delta_{вых}}^*$ соответствуют приведенным скоростям $\lambda_{c_2} = 0,05 + 0,15$, худшие - $\lambda_{c_2} = 0,15 + 0,3$. Худшие значения относятся к сильно зажатым проходным сечениям корпусов, имеющим большую закрутку потока на выходе из рабочего колеса и внутренние ребра.

Статическое давление за рабочим колесом

$$p_2 = \pi(\lambda_{c_2}) \cdot \frac{p_2^*}{\sigma_{\delta_{вых}}^*}.$$

При достаточно просторном выходном корпусе можно считать, что в нем теряется вся энергия газового потока, соответствующая величине $\Delta i_{c_2}^* = A \cdot (C_2^2 / 2g)$. Тогда $\sigma_{\delta_{вых}}^* \approx \pi(\lambda_{c_2})$, а $p_2 = p_2^*$. После расчета статического давления p_2 за рабочим колесом находится (см. рис.24)

$$\pi(\lambda_{2a\delta}) = p_2 / p_{w_1}^*;$$

по таблицам газодинамических функций

$$\lambda_{2a\delta} = W_{2a\delta} / a_{кр w_1}.$$

Адиабатическая скорость на выходе из РК

$$W_{2a\delta} = \lambda_{2a\delta} \cdot a_{кр w_1}.$$

Действительная скорость на выходе из РК

$$W_2 = \psi_{РК} \cdot W_{2a\delta}.$$

Адиабатический теплоперепад, срабатываемый на РК,

$$\Delta i_{a\delta 2}^* = (W_{2a\delta} / 91,5)^2.$$

Действительный теплоперепад, срабатываемый на РК,

$$\Delta i_2^* = \left(\frac{W_2}{91,5} \right)^2.$$

Температурный перепад на РК

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta l_2^*}{C_p}$$

Температура на выходе из РК

$$T_2 = T_{w_1}^* - \Delta T_2$$

Удельный вес газового потока на выходе из РК

$$\gamma_2 = p_2 \cdot 10^4 / RT_2$$

Геометрия меридионального тракта турбины ТНА может быть выбрана следующим образом (см. рис.22).

Минимальная величина осевого зазора Δ выбирается из условий возможности его обеспечения при сборке, и отсутствия задевания. Рекомендуемая величина $\Delta = 2 + 4$ мм. При меньших осевых зазорах в турбине утечки газа через радиальный зазор будут снижены. Однако следует опасаться взаимного влияния лопаток соплового аппарата и рабочего колеса, которое может вызвать вибрационное возбуждение гармоник соответствующего порядка.

В ряде случаев при малых осевых зазорах это может привести к недопустимому уровню вибронпряжений и возникновению трещин на выходных кромках лопаток соплового аппарата. Зазоры $\Delta > 4 + 5$ мм приведут к снижению коэффициента полезного действия турбины.

Высота рабочей лопатки на входе $h_{РК\ вх}$ должна быть несколько больше, чем сопловой $h_{СА\ вых}$, на величину нижней Δh_H и верхней Δh_B перекрыш для учета веерности потока

$$h_{РК\ вх} = h_{СА\ вых} + \Delta h_H + \Delta h_B$$

Для турбин ЖРД можно принимать $\Delta h_H \approx \Delta h_B \approx 0,5 + 1,5$ мм. Большая величина относится к большим размерам лопаточной части.

Высота рабочей лопатки на выходе $h_{РК\ вых}$ может быть определена при выборе тракта с соответствующим углом раскрытия γ . Чтобы не было отрыва потока в канале РК и увеличенных потерь на веерность, целесообразно принимать $\gamma \leq 7^\circ$. Полученная высота должна быть проверена по уравнению расхода для обеспечения при выбранном меридиональном тракте и скорости в решетке рабочего колеса оптимального значения угла выхода потока из РК β_2 . Без учета утечек через радиальный зазор турбины

$$\sin \beta_2 = \frac{G_r}{W_2 \cdot F_{ос.РК} \cdot \gamma_2 \cdot \epsilon_{РК}}$$

где ε_{PK} - степень парциальности на РК, которую для проектного расчета можно считать равной принятой на СА без учета сноса потока;

$F_{ос.РК} = \pi D_{ср} \cdot h_{РК}$ - осевая площадь РК.

Из треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса турбины (рис.23) находятся проекции относительной и абсолютной скоростей:

$$W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta,$$

$$C_{2a} = W_2 \cdot \sin \beta_2,$$

$$C_{2u} = W_{2u} - U,$$

угол потока

$$\alpha_2 = \arctg(C_{2a}/C_{2u})$$

и абсолютная скорость

$$C_2 = C_{2a} / \sin \alpha_2.$$

Максимальный к.п.д. ступени достигается при $\alpha_2 = 90^\circ$, когда скорость выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении C_2 будет минимальной ($C_{2min} = C_{2a}$, а $C_{2u} = 0$), т.е. когда обеспечивается осевой выход потока. Поэтому в предварительном расчете за счет изменения перепада на СА и РК и геометрии тракта желательно настолько выполнить это условие, насколько позволит заданное значение $U_{ср}/C_{ад.т}$.

Потери с выходной скоростью:

$$\Delta i_{c_2}^* = \left(\frac{C_2}{91,5} \right)^2,$$

$$\Delta T_{c_2} = \frac{\Delta i_{c_2}^*}{c_p},$$

$$T'_{c_2}^* = T_2 + \Delta T_{c_2}.$$

Коэффициент полезного действия турбинной ступени без учета потерь в радиальном зазоре и на трение диска о газ

$$\eta_{ст \delta=0} = \frac{\Delta i_{см}^*}{\Delta i_{см.ад}^*},$$

где

$$\Delta i_{см}^* = \Delta T_{см} \cdot c_p = (T_{гг}^* - T'_{c_2}^*) \cdot c_p,$$

$$\Delta i_{см.ад}^* = (C_{ад.т}/91,5)^2,$$

$$C_{ад} = \lambda_{ад.см} \cdot a_{кр}.$$

$\lambda_{ад.см}$ - находится по значению $\pi(\lambda_{ад.т}) = \frac{P_2}{P_0^*}$.

Чтобы определить мощностной к.п.д. турбины, необходимо учесть потери, связанные с наличием радиального зазора между рабочим колесом и корпусом турбины, потери дискового трения и вентиляционные потери при парциальном подводе рабочего тела, а также потери энергии в выходном корпусе вследствие неиспользования выходной скорости в последующих ступенях.

Величина радиального зазора при проектировании определяется условиями (допусками) на изготовление рабочих колес и корпусов; активностью рабочей среды к воспламенению в случае касания диска колеса о корпус в процессе работы; геометрическими параметрами турбинной ступени (величиной относительного радиального зазора $\delta = \delta/h_{ПК}$); степенью реактивности турбинной ступени; соотношением величины радиального δ и осевого Δ зазоров в ступени (т.е. тем, какой зазор является определяющим для утечек газа); принципом облопачивания, выбранным для турбинной ступени (активным или реактивным).

Для турбинных ступеней ТНА, работающих в активных средах с большим избытком окислителя (в " кислых " средах), можно принимать радиальный зазор $\delta = 1,5 + 2,5$ мм для наружного диаметра турбины $D_{нар} \leq 200$ мм. Большой радиальный зазор следует выбирать для турбин больших размеров.

Для неактивных (" сладких ") сред следует выбирать величину радиального зазора возможно меньшей, насколько позволяют допуски на изготовление деталей.

Как правило, рабочие колеса турбины ТНА выполняются с бандажками. Это позволяет исключить потери энергии, обусловленные перетеканием газа с корыта на спинку на периферии лопаток, что особенно важно для невысоких лопаток.

Выполнение банджа с лабиринтным уплотнением уменьшает влияние радиального зазора на к.п.д. узла.

Для безбандажных турбинных венцов величину снижения к.п.д. турбины в зависимости от значения относительного зазора $\delta = \frac{\delta}{h_{ПК}}$ можно определить по экспериментальной зависимости, приведенной на рис. 30 [9, 10].

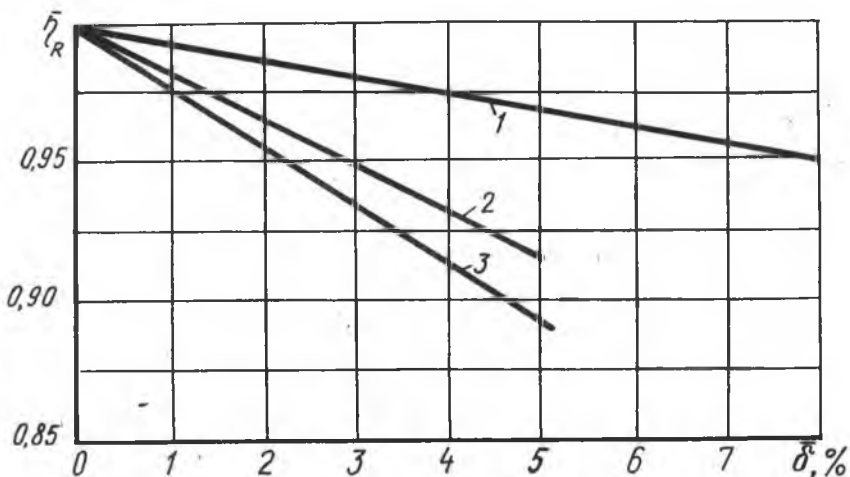


Рис. 30. Влияние относительной величины радиального зазора на КПД турбины: 1 - осевая с малым π_τ ; 2 - активная одноступенчатая без бандажа ($U_{ср}/C_{адг} = 0,3$; $\pi_\tau = 16 + 30$); 3 - радиальная

Влияние радиального зазора

$$\eta_{ст} = \eta_{ст \delta=0} \cdot \frac{\eta_{ст}}{\eta_{ст \delta=0}} = \eta_{ст \delta=0} \cdot \bar{\eta}_R.$$

Для турбины с бандажом примерный учет потерь, связанных с наличием радиального зазора, проводится следующим образом.

Утечка газа через зазор

$$\Delta G = F_{зз} \cdot \sqrt{\frac{g(P_{1гол}^2 - P_2^2)}{z_l \cdot R T_{1гол}}},$$

где $F_{зз}$ - осевая площадь радиального зазора;

z_l - число гребешков лабиринта;

$P_{1гол}$ и $T_{1гол}$ - давление и температура на периферии за сопловым аппаратом;

R - газовая постоянная.

Давление $P_{1гол}$ и температура $T_{1гол}$ определяются с помощью закона профилирования лопаток соплового аппарата по высоте. Например, если

$$C_{1у} \cdot z \varphi_\Sigma^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 = \text{const}, \quad \alpha_1 = \text{const}, \quad \varphi_\Sigma = \text{const}, \quad \text{то}$$

$$C_{1u\text{гол}} = \left(\frac{z_{ср}}{z_{гол}}\right)^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot C_{1u\text{ср}} ;$$

$$C_{1\text{гол}} = \frac{C_{1u\text{гол}}}{\cos \alpha_1} ;$$

$$C_{1ад.гол} = \frac{C_{1\text{гол}}}{\varphi_{\Sigma}} ;$$

$$\Delta i_{гол}^* = \left(\frac{C_{1\text{гол}}}{91,5}\right)^2$$

$$\Delta T_{гол} = \frac{\Delta i_{гол}^*}{c_p} ;$$

$$T_{1\text{гол}} = T_{гг}^* - \Delta T_{гол} ;$$

$$\lambda_{1ад.гол} = \frac{C_{1ад.гол}}{a_{кр}} ;$$

$$P_{1\text{гол}} = \pi (\lambda_{1ад.гол}) \cdot P_o^* .$$

Аналогично можно определить параметры газового потока за сопловым аппаратом у втулки ($p_{1вм}$, $T_{1вм}$) при выбранном законе профилирования.

Потери энергии в зазоре

$$\Delta i_{заз} = \Delta i_{г}^* \cdot \frac{\Delta G}{G_r} ,$$

где $\Delta i_{г}^* = N_{г} / 5,7 \cdot G_r$

- теплоперепад, сбрасываемый в турбине.

Для проектного расчета турбины вместо $\Delta i_{г}^*$ можно использовать величину теплоперепада, вычисленного через работу на лопатках (окружную работу) турбины, по формуле Эйлера

$$\Delta i_{г}^* = A \cdot \frac{u}{g} \cdot (C_{1u} - C_{2u}) ,$$

где $A = \frac{1}{427}$ - тепловой эквивалент работы в ккал / кг.м.

Потери вентиляционные обусловлены парциальностью турбины, а **потери на трение диска о газ** - плотностью газа и вращением ротора.

Определение этого вида потерь можно проводить по эмпирическим формулам, дающим суммарную величину потерь энергии. Наиболее распространенной для определения потерь мощности на трение и вентиляцию является формула Стодола

$$N_{ТВ} = \left[1,46 D_{ср}^2 + 0,83 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot D_{ср} \cdot h_{рл}^{1,5} \right] \cdot \left(\frac{u_{ср}}{100} \right)^3 \cdot \gamma_1, \text{ л.с.}$$

где $D_{ср}$ - средний диаметр в м,
 $h_{ср}$ - высота рабочих лопаток в см,
 ε - степень парциальности,
 γ_1 - удельный вес газа на выходе из СА в кг/м³.

Величина удельных потерь энергии

$$\Delta i_{ТВ} = N_{ТВ} / 5,7 \cdot G_r.$$

Сумма потерь в радиальном зазоре и на трение $\Delta i_{ном} = \Delta i_{заз} + \Delta i_{ТВ}$ позволяет определить температурный перепад, температуру и эффективный теплоперепад на турбине без учета влияния парциальности:

$$\Delta T_{ном} = \frac{\Delta i_{ном}}{c_p};$$

$$T_2' = T_2 + \Delta T_{ном};$$

$$T_{c_2}^* = T_2' + \Delta T_{c_2}.$$

Мощностной к.п.д. турбины без учета парциальности (при $\varepsilon = 1$)

$$\eta_{T\Sigma}^* = \frac{\Delta i_T^*}{\Delta i_{ад.т}^*}$$

Адиабатический теплоперепад

$$\Delta i_{ад.т}^* = \left(\frac{C_{ад.т}}{91,5} \right)^2$$

находится по $\pi(\lambda_{ад.т}) = \frac{p_2^*}{p_{г.г}^*}$ через $\lambda_{ад.т} = \frac{C_{ад.т}}{a_{кр}} = \frac{C_{ад}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} gRT_{гг}^*}}$.

Давление на выходе из турбины

$$p_2^* = \sigma_{вых}^* \cdot p_{c_2}^*, \text{ а } p_{c_2}^* = p_2 / \pi(\lambda_{c_2}).$$

Учет потерь, связанных с наличием парциальности, при подсчете мощностного к.п.д. турбины можно провести, используя экспериментальные данные испытаний различных турбинных ступеней (рис. 31).

С учетом парциальности мощностной к.п.д. турбины ТНА

$$\eta_{T\Sigma}^* = \eta_{T\Sigma E-1}^* \cdot \bar{\eta}_E.$$

После предварительного расчета турбины целесообразно проанализировать различные виды потерь энергии для выяснения путей повышения эффективности турбины и определения необходимых поправок, которые нужно внести в окончательный расчет, чтобы получить требуемые параметры. Для этого находят относительные потери энергии.

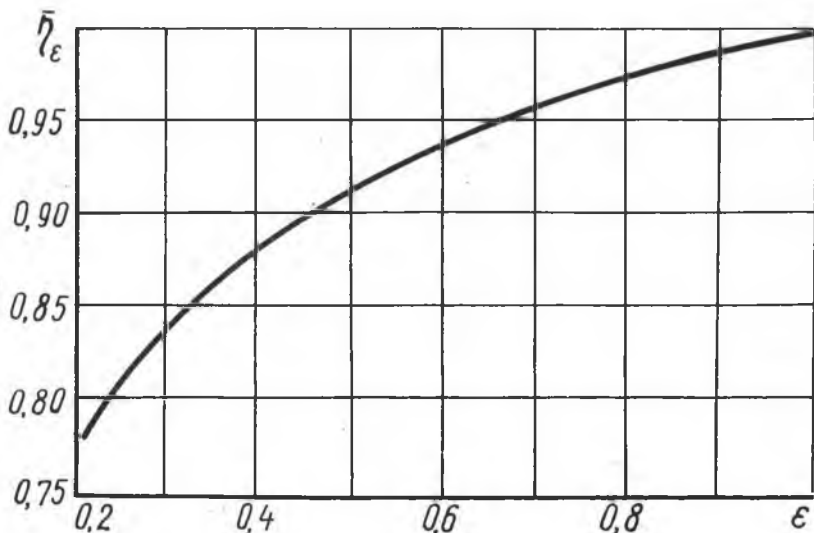


Рис. 31. Влияние парциальности на к.п.д. дозвуковой одноступенчатой турбины с малыми степенями расширения

во входном корпусе $\zeta_{\text{вх}} = \frac{\Delta i_{\text{вх}}}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*};$

в сопловом аппарате $\zeta_{\text{СА}} = \frac{\Delta i_{\text{ад.т}}^* - \Delta i_1^*}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*};$

в рабочем колесе $\zeta_{\text{РК}} = \frac{\Delta i_{\text{ад.т.2}}^* - \Delta i_2^*}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*};$

в выходном корпусе

$$\zeta_{\text{вых}} = \frac{\Delta i_{\text{ад.т}}^* - \Delta i_{\text{без вых}}}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*} = \frac{\Delta i_{\text{с2}}^*}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*};$$

в радиальном зазоре $\zeta_{\text{заз}} = \frac{\Delta i_{\text{заз}}}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*};$

на трение и вентиляцию $\zeta_{\text{ТВ}} = \frac{\Delta i_{\text{ТВ}}}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*};$

из-за наличия парциальности $\zeta_{\text{ε}} = \frac{\Delta i_{\text{т ε=1}}^* - \Delta i_{\text{т ε≠1}}^*}{\Delta i_{\text{ад.т}}^*}.$

Сумма относительных потерь энергии

$$\sum \zeta = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{СА}} + \zeta_{\text{РК}} + \zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{заз}} + \zeta_{\text{ТВ}} + \zeta_{\text{ε}}.$$

Мощностный к.п.д. турбины $\eta_{\text{тΣ}}^* = 1 - \sum \zeta.$

После этого следует сравнить мощность, полученную при рассчитанном мощностном к.п.д. турбины, с мощностью, заданной при проектировании.

Полученная мощность

$$N_{\text{пол}} = 5,7 G_{\text{г}} \cdot \Delta i_{\text{ад.т}}^* \cdot \eta_{\text{тΣ}}^*$$

должна быть не меньше заданной.

Если расчетная мощность меньше (на 5% или более), то анализ раскладки потерь позволяет определить, какой элемент спроектированного узла наименее совершенен с точки зрения экономичности. Если не получается требуемый для термодинамического расчета двигателя к.п.д. узла, на базе проведенного анализа рас-

кладки потерь следует внести необходимые поправки в расчет турбины и повторить его с пункта или параграфа изменения. Так как в предварительном расчёте турбины коэффициенты скорости φ и ψ выбирались ориентировочно (с учетом приведенных ранее рекомендаций), то, имея геометрию профилей (а именно: углы входа и выхода, контур профиля, толщины его кромок, густоту решетки), по результатам продувок подобных профилей целесообразно уточнить значения этих коэффициентов и повторить расчёт с новыми величинами.

Если требуемый к.п.д. в предварительном расчёте не получен, нужно провести повторный расчёт. При этом ($u_{ср}/C_{адт}$) приближается к более оптимальной величине изменением среднего диаметра турбины или числа оборотов; снижаются потери в радиальном зазоре за счёт ведения лабиринтного уплотнения или уменьшения величины зазора; перераспределяется срабатываемый теплоперепад между рабочим колесом и сопловым аппаратом (т.е. изменяется реактивность) для смещения режима работы турбины в зону наименьших потерь с выходной скоростью, характеризуемой величиной $\alpha_2 = 90^\circ$.

Иногда целесообразно изменить углы выхода из соплового аппарата ($\alpha_{1к}$) или рабочего колеса турбины ($\beta_{2к}$), чтобы получить лучшие треугольники скоростей по гидравлическим потерям.

К.п.д. может быть увеличен также за счёт улучшения гидравлического тракта входных и выходных корпусов (ликвидации внутренних ребер, лишних поворотов потока, диффузорностей, проектирования корпусов более просторными для снижения скоростей). За счёт этого потери в корпусах ($\epsilon_{корп}^*$) могут быть выбраны меньшими.

Если расчётный к.п.д. турбины выше заявленного в термодинамический расчёт двигателя, то корректирование расчёта целесообразно проводить при превышении более чем на 5%. Полученный запас может быть использован при доводке узла турбины (будут учтены неточности расчёта), а также полезен для форсирования двигателя в ходе его отработки, обеспечивающего требуемые параметры насосов.

Если экспериментальная проверка узла турбины показывает, что характеристики турбины несколько выше заявленных, это позволяет повысить надёжность узла подачи за счёт получения требуемых параметров при меньших оборотах или меньшей температуре на входе в турбину.

При превышении расчётного к.п.д. по сравнению с заявленным более чем на 5% следует повторить расчёт, перейдя на худшее

($U_{cp}/C_{адт}$) или увеличить величину радиального зазора и т.п. Данное изменение только повысит надежность спроектированного узла. Если указанные рекомендации не позволяют получить заявленный к.п.д., а по термодинамическим соображениям не могут быть изменены значительно обороты или принят заниженный к.п.д. турбины, следует перейти на другой тип турбины, т.е. рассмотреть варианты многоступенчатой или радиальной турбин на заданные исходные параметры.

В ы с о к о п е р е п а д н а я о д н о с т у п е н ч а т а я о с е в а я т у р б и н а

Высокоперепадные осевые одноступенчатые турбины обычно применяются в качестве основных турбин в двигателях "открытых" схем и в качестве пусковых турбин в ЖРД "открытой" или "замкнутой" схемы.

Большие степени расширения ($\pi_T^* > 5$) позволяют получить необходимые мощностные характеристики узла при малых расходах газа за счет увеличения удельной мощности турбины (или срабатываемой величины теплоперепада). Это приводит к парциальному типу высокоперепадной турбины, так как малого расхода рабочего тела не хватает для кольцевого подвода газа при оптимальных величинах $U_{cp}/C_{адт}$, обеспечивающих наибольшие значения к.п.д. турбины.

Кольцевой подвод газа при малых его расходах обуславливает небольшую высоту лопаток рабочих колес. Невысокие лопатки имеют слишком большие гидравлические потери и потери, связанные с перетеканием в радиальном зазоре. Кроме того, изготовление их весьма затруднено.

Турбины, работающие с большими степенями расширения при парциальном подводе газа, как правило, активные. Это связано не столько со стремлением иметь небольшие осевые нагрузки на роторе, сколько с тем, что при наличии парциальности невозможно получить требуемую реактивность, так как перетекание газового потока в нерабочей зоне за сопловым аппаратом не позволяет поддержать на рабочем колесе заметный перепад давления.

Далее рассматриваются подход к выбору основных параметров и методика расчёта высокоперепадной осевой активной турбины.

Степень расширения высокоперепадной турбины и отношение $u_{cp}/C_{ад.т}$

В "открытой" схеме КРД газогенераторный газ, проходящий через турбину, не участвует в создании тяги в основной камере сгорания. Он выбрасывается наружу обычно через дополнительные сопла. Поэтому расход газа для питания турбины должен быть минимальным. Для обеспечения требуемой мощности необходим большой теплоперепад $\Delta i_{ад.т}^*$, срабатываемый на турбине. Величина теплоперепада $\Delta i_{ад.т}^*$ зависит от температуры газа $T_{гг}^*$ на входе в турбину и степени расширения π_T^* .

В связи с тем, что температура газогенераторного газа определяется термодинамическим расчетом двигателя и выбранными параметрами газогенератора, увеличение удельной мощности турбины может быть обеспечено соответствующим выбором степени расширения. Однако по конструктивным соображениям увеличение степени расширения для получения большого теплоперепада целесообразно до определенных пределов. Увеличение степени расширения в диапазоне $\pi_T^* = 5 + 20$ способствует резкому росту удельной мощности турбины, а при $\pi_T^* = 20 + 50$ прирост удельной мощности замедляется.

Конструктору невыгодно выбирать слишком высокие степени расширения ($\pi_T^* = 35 + 50$), так как большие отношения площадей выходного и критического сечений сопла $F_a/F_{кр}$ (см. ниже) приведут к большой высоте лопаток, которая ограничена требованиями прочности, а при малых диаметрах рабочих колес - и технологичностью изготовления.

К тому же при больших величинах $F_a/F_{кр}$ появляются дополнительные потери из-за веерности газового потока на выходе из отверстий соплового венца. Поэтому степень расширения рассматриваемых турбин целесообразно выбирать в диапазоне $\pi_T^* = 20 + 30$.

Оптимальная величина отношения окружной скорости на среднем диаметре к адиабатической скорости истечения газа $u_{cp}/C_{ад.т}$, обеспечивающая наибольший к.п.д. для активных сверхзвуковых турбин, соответствует диапазону $(u_{cp}/u_{ад.т})_{опт} = 0,4 + 0,45$ (рис. 26). Для парциальных активных турбин эта величина может быть несколько меньше (0,35 + 0,4).

В ряде случаев проектирование турбины с оптимальным

значением $U_{cp}/C_{ад.т}$ невозможно. Это относится к сверхзвуковым турбинам с большой температурой газа на входе, для которых требования прочности рабочего колеса ограничивают значительное повышение окружной скорости.

Примером являются пусковые турбины ЖРД, работающие на продуктах сгорания порохов. Так как температура горения существующих составов порохов составляет $T_{гор} = 1750^{\circ} + 2300^{\circ}K$, то при степенях расширения $\pi_T^* = 20 + 30$ скорость газового потока на выходе из сопел $C_{тад} \approx 1500 + 1800$ м/сек. Окружная скорость на среднем диаметре $U_{cp} \leq 100 + 300$ м/сек. Поэтому для пусковых пиротурбин ЖРД коэффициент нагрузки турбинной ступени $U_{cp}/C_{ад.т}$ значительно меньше оптимальных значений. Обычно $U_{cp}/C_{ад.т} \approx 0,03 + 0,1$, а коэффициент полезного действия $\eta_{ТЭ}^* \approx 0,10 + 0,15$, что существенно меньше максимального значения $\eta_{ТЭ max}^* = 0,6 + 0,7$. Низкие значения окружных скоростей пусковых пиротурбин определяются, помимо соображений прочности, ещё и стремлением иметь легкий пусковой агрегат с малыми диаметральными габаритами, а также выбором параметров запуска. Для устойчивой работы газогенератора при запуске пиротурбина раскручивает ТНА до $n \approx (0,25 + 0,3) \times n_{норм.тНА}$.

Отсюда следует, что правильным можно считать такой выбор величин $U_{cp}/C_{ад.т}$ и π_T^* , при котором полностью использованы все резервы по оборотам и диаметральным габаритам узла, а степень расширения подобрана так, что отношение $U_{cp}/C_{ад.т}$ максимально близко к оптимальному значению с учетом остальных конструктивных требований (таких, как высота лопаток, степень парциальности, назначение турбины и т.д.).

Особенности расчета высокоперепадной турбины

Основная задача расчета - определение геометрических размеров одноступенчатой сверхзвуковой высокоперепадной турбины, обеспечивающей проектные требования и потребные мощностные характеристики, - решается в следующей последовательности.

Исходными величинами для расчета являются:

G_T - расход газа, $\frac{кгс}{сек}$;

N_T - эффективная мощность турбины, л.с. ;

n - обороты турбины, об/мин ;

характеристики рабочего газа

κ - показатель адиабаты,

C_p - теплоемкость, $\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$,

R - газовая постоянная, $\frac{\text{кгм}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$.

Степень расширения на турбине π_T^* задается согласно приведенным ранее рекомендациям. Исходя из $\pi(\lambda_{ад.т}) = 1/\pi_T^*$ определяется $\lambda_{ад.т}$. Тогда $C_{ад.т} = \lambda_{ад.т} \sqrt{2\kappa g R T_{гг}^* / (\kappa + 1)}$.

Выбирая $u_{ср} / C_{ад.т}$ для обеспечения максимального к.п.д., определяются окружная скорость на среднем диаметре $u_{ср} = (u_{ср} / C_{ад.т}) C_{ад.т}$ и средний диаметр турбины $D_{ср} = 60 u_{ср} / \pi n$.

Если $D_{ср}$ получается неконструктивным, а скорость слишком большой, то необходимо $D_{ср}$ понижать в ущерб экономичности.

Конструктивно сопловой аппарат турбины может быть выполнен в виде отдельных круглых сопел Лаваля с косым срезом, или в виде лопаточного венца с эквивалентным критическим сечением. В последнем случае, ввиду меньших гидравлических потерь, к.п.д. турбины можно получить на 3 + 4 % выше, чем в турбине с круглыми соплами, но в производстве круглые сопла более технологичны.

Угол выхода газового потока из соплового венца рекомендуется выбирать в диапазоне $\alpha_1 = 15 + 25^\circ$. Конструктивным ограничением для угла α_1 обычно являются уже выбранные параметры: средний диаметр турбины $D_{ср}$ и степень расширения π_T^* , которая определяется отношением площадей выходного и критического сечений сопла $F_a / F_{кр}$.

При малых углах α_1 , больших степенях расширения π_T^* и незначительных средних диаметрах $D_{ср}$ получаются относительно длинные лопатки рабочего колеса, так как большая ось эллипса проекции выходной площади сопла F_a на плоскость под углом α_1 , рис. (33 и 32) может стать несоизмеримой с кривизной окружности на среднем диаметре турбины.

Площадь критического сечения соплового аппарата (рис. 32)

$$F_{кр} = G_{г} / G_{кр} \cdot \gamma_{кр} ,$$

где $C_{кр} = \varphi_{докр} \cdot a_{кр}$ - скорость потока в критическом сечении соплового венца;

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} \cdot g R T_{гг}^*} - \text{критическая скорость звука;}$$

$\varphi_{докр} = 0,97 \div 0,98$ - скоростной коэффициент потерь в докритической части сопла;

$$\gamma_{кр} = \frac{p_{кр} \cdot 10^4}{RT_{кр}} = \frac{p_0^* \pi (\lambda - 1) \cdot 10^{41}}{RT_{кр}}$$

- удельный вес газа в критическом сечении;

$$T_{кр} = T_{гг}^* - (C_{кр}/91,5)^2 \cdot \frac{1}{c_p}$$

- температура в критическом сечении.

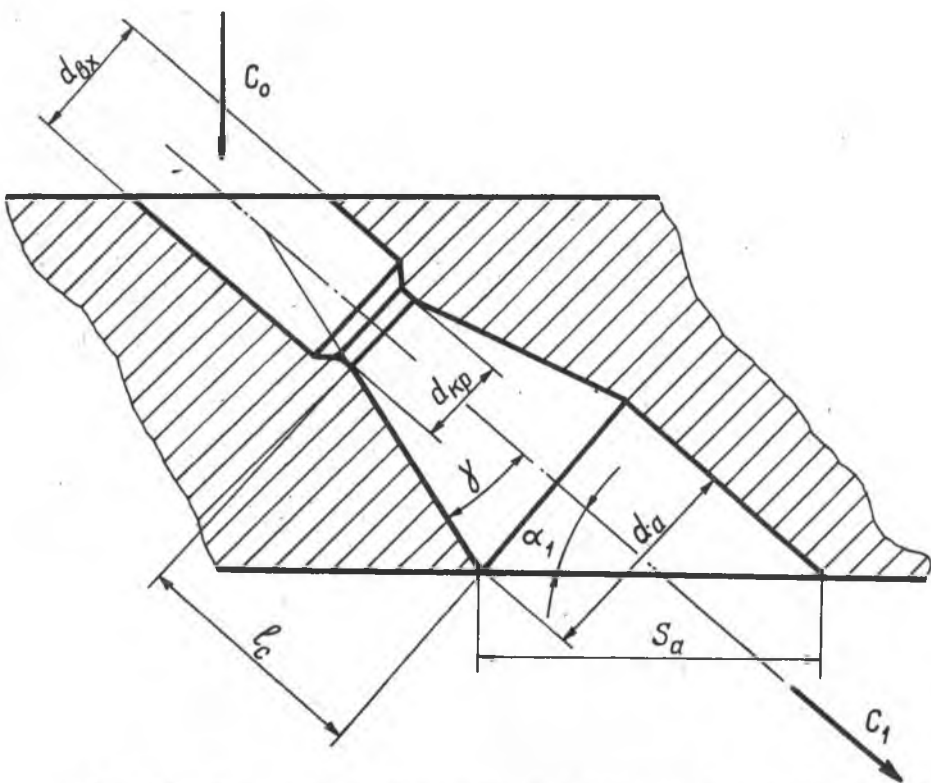


Рис. 32. Развертка круглого сопла на плоскость и принятые обозначения

Определенная величина суммарной площади критического сечения $F_{кр \Sigma}$ соплового венца разбивается на составные части

$F_{кр} = \frac{F_{кр\Sigma}}{z_c}$ по выбранному количеству одинаковых сопел z_c так, чтобы обеспечить приемлемую высоту рабочих лопаток $h_{рк}$. С точки зрения технологичности изготовления целесообразно выбрать высоту рабочих лопаток $h_{рк}$ такой, чтобы иметь турбину с относительно короткими лопатками $D_{ср}/h_{рк} \geq 7 + 8$. Нужную высоту лопаток можно получить, варьируя количество сопел z_c при одновременном обеспечении максимальной степени парциальности по дуге окружности на среднем диаметре

$$\epsilon_{дуг} = \frac{z_c \cdot S_a}{\pi \cdot D_{ср}}$$

где $z_c \cdot S_a$ - сумма длин дуг, которые занимают на среднем диаметре проекции диаметра выходного сечения сопел d_a (см, рис. 32).

Диаметр критического сечения сопла

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4F_{кр}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4F_{кр\Sigma}}{\pi z_c}}$$

Площадь выхода из сопла, соответствующая выбранной степени расширения,

$$F_a = \frac{F_{кр}}{q(\lambda_{ад1})}$$

Тогда

$$d_a = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi}}, \quad S_a = \frac{d_a}{\sin \alpha_1}$$

Высота рабочих лопаток рассчитывается после нахождения диаметра выходного сечения сопел d_a с учетом нижней Δh_n и верхней Δh_b перекрыш

$$h_{рк} = d_a + \Delta h_n + \Delta h_b$$

Ориентировочно значение перекрыш можно принимать $\Delta h_n \approx \Delta h_b \approx 0,5 + 1 \text{ мм}$
Степень парциальности по площадям

$$\epsilon_F = \frac{z_c \cdot F_a}{\pi D_{ср} \cdot h_{рк} \cdot \sin \alpha_1}$$

будет несколько меньше, чем степень парциальности $\epsilon_{дуг}$, рассчитанная по дуге окружности на среднем диаметре.

Коэффициент скорости, характеризующий потери в круглых соплах, можно принимать в диапазоне $\varphi_\Sigma = 0,92 + 0,94$. Для лопаточного венца $\varphi_\Sigma = 0,94 + 0,95$ при чистоте поверхности тракта порядка $\nabla 6$.

Коэффициент скорости лопаточной части активного рабочего колеса ($\beta_{1к} \approx \beta_{2к}$ на рис.33), спроектированного под сверхзвуковое обтекание, можно выбирать $\psi_{\Sigma} = 0,8 + 0,85$.

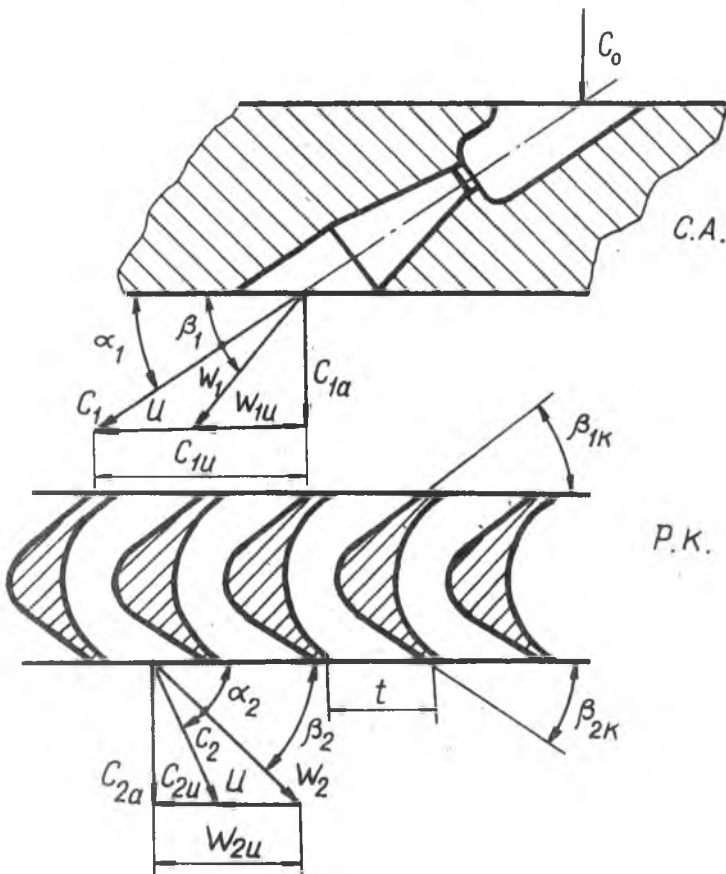


Рис. 33. Развертка активной одноступенчатой турбины и треугольники скоростей

Для подсчета коэффициента полезного действия одноступенчатой сверхзвуковой активной турбины можно воспользоваться формулой

$$\eta_{T\Sigma}^* = 2\psi_{\Sigma}^2 \cdot \frac{U_{cp}}{C_1} \cdot \left(\cos\alpha_1 - \frac{U_{cp}}{C_1} \right) \left(1 + \psi_{\Sigma} \cdot \frac{\cos\beta_{2к}}{\cos\beta_{1к}} \right) \cdot \bar{\eta}_{\text{ЛТВ}},$$

где

$\bar{\eta}_{\epsilon T B} = 0,8 + 0,85$ - коэффициент, учитывающий потери на парциальность, трение и вентиляцию рабочего тела в зоне, не занятой сопловыми отверстиями;

$C_1 = \varphi_{\Sigma} \cdot C_{1ад}$ - действительная скорость на выходе из соплового венца.

В настоящее время имеются экспериментальные данные по влиянию степени парциальности на коэффициент полезного действия сверхзвуковых активных турбин с различными параметрами нагрузки ступени $U_{cp}/C_{адT}$. Работы Ю.Г. Чумаченко, В.В. Гольцева, В.П. Нидкевича, позволяют рекомендовать для учета влияния парциальности на к.п.д. активных высокоперепадных турбин экспериментальные зависимости величины $\eta_{\epsilon} = f(\delta)$.

Поправка $\bar{\eta}_{\epsilon}$ входит в коэффициент $\bar{\eta}_{\epsilon T B} = \bar{\eta}_{\epsilon} \cdot \bar{\eta}_{T B}$, где $\bar{\eta}_{T B}$ - коэффициент, характеризующий потери на трение и вентиляцию.

Для диапазона $U_{cp}/C_{адT} = 0,1 + 0,3$ зависимость $\bar{\eta}_{\epsilon} = f(\epsilon)$ приведена на рис.34. Нижняя кривая относится к экспериментальным данным, полученным на турбинах с круглыми соплами, верхняя - к турбинам, имеющим лопаточный сопловой аппарат.

В остальном методика расчета сверхзвуковой активной высокоперепадной турбины не отличается от методики расчета осевой низкоперепадной турбины. Расчет треугольников скоростей и параметров газового потока по тракту турбины ведется по тем же формулам, что и для низкоперепадной турбины.

Особенности расчёта многоступенчатых турбин

Для ЖРД малых и средних мощностей не характерно применение многоступенчатых турбин в агрегатах подачи. Это объясняется тем, что влияние к.п.д. турбины на экономичность двигателя в целом настолько мало, что такие преимущества одноступенчатых турбин как простота конструкции, меньший удельный вес, большая степень конструктивной и производственно-технологической надежности, а также меньшая трудность в доводке являются решающими.

В ЖРД большой мощности влияние к.п.д. турбины в общем балансе факторов, определяющих экономичность, резко возрастает. При

больших объёмных расходах размеры насосов растут, что требует снижения числа оборотов ТНА.

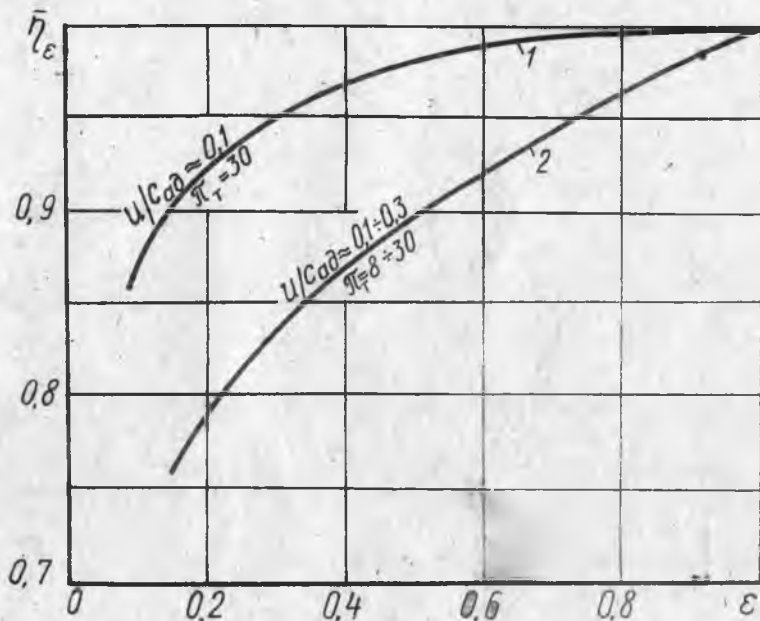


Рис. 34. Влияние парциальности на КПД сверхзвуковых высокоперепадных турбин

1 - сопловая решетка, 2 - сопла круглые

В этом случае увеличение к.п.д. турбины в зоне малых U_{cp}/C_{adT} может быть достигнуто применением различных типов многоступенчатых турбин.

Реактивная многоступенчатая турбина с ступенями давления состоит из последовательных элементарных ступеней давления, в каждой из которых происходит процесс расширения с соответствующим изменением давления.

Распределением теплоперепада между ступенями задаются при проектировании.

Целесообразно большим теплоперепадом нагружать последние ступени, так как при этом обеспечивается лучшее профилирование

меридионального тракта и повышается суммарный к.п.д. турбины. Это достигается за счет более высоких к.п.д. последних ступеней благодаря меньшим изгибам профилей, а также пониженному влиянию вторичных течений и потерь в зазорах.

Однако противоположное распределение теплоперепада между ступенями, т.е. срабатывание большего теплоперепада на первых ступенях, также имеет свои преимущества: уменьшается закрутка на выходе из последней ступени, снижается температура газа перед рабочими лопатками второй ступени и т.д.

Условием максимального к.п.д. каждой ступени является равенство $(u_{cp}/C_1)_{opt} = \cos \alpha_1$. Однако из-за ограничений оборотов кавитационными свойствами насосов выдерживание оптимальной величины нагрузки ступеней не всегда возможно для диапазона практически используемых углов выхода потока из сопловых аппаратов.

Активная многоступенчатая турбина со ступенями давления применяется в турбонасосных агрегатах, когда требования повышения к.п.д. на неоптимальных $u_{cp}/C_{ад.т}$ и разгрузки ротора ТНА от осевой силы турбины приходится решать совместно.

Конструктивно такая турбина состоит из последовательно установленных активных турбинных ступеней давления, для каждой из которых условие максимального к.п.д. выражается формулой

$$(u_{cp}/C_1)_{opt} = \cos \alpha_1 / 2.$$

Активная многоступенчатая турбина со ступенями скорости широко применяется в ЖРД открытых схем в диапазоне низких величин $u_{cp}/C_{ад.т} = 0,20 + 0,25$. В турбине этого типа весь теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате первой ступени; в сопловом аппарате второй ступени происходит только поворот потока (рис.35). Лопатки рабочих колес обеих ступеней активные ($\beta_{1I} = \beta_{2I}$, $\beta_{1II} = \beta_{2II}$). Максимальный к.п.д. турбины получается при осевом выходе газа в абсолютном движении из рабочих лопаток последней ступени (т.е. для двухступенчатой турбины $\alpha_{2II} = 90^\circ$, а $C_{2II} = C_{2aII} = C_{2min}$). Для двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости окружной к.п.д. может быть подсчитан по формуле

$$\eta_u = 2 \varphi_\Sigma^2 \left(A \cos \alpha_1 - B \cdot \frac{u_{cp}}{C_1} \right) \cdot \frac{u_{cp}}{C_1},$$

где коэффициенты A и B зависят от углов β_{1I} , β_{2I} , β_{1II} , β_{2II} и коэффициентов скорости φ_1 , φ , φ_{II} , φ_{II} .

Приняв, что равны между собой коэффициенты скорости первого

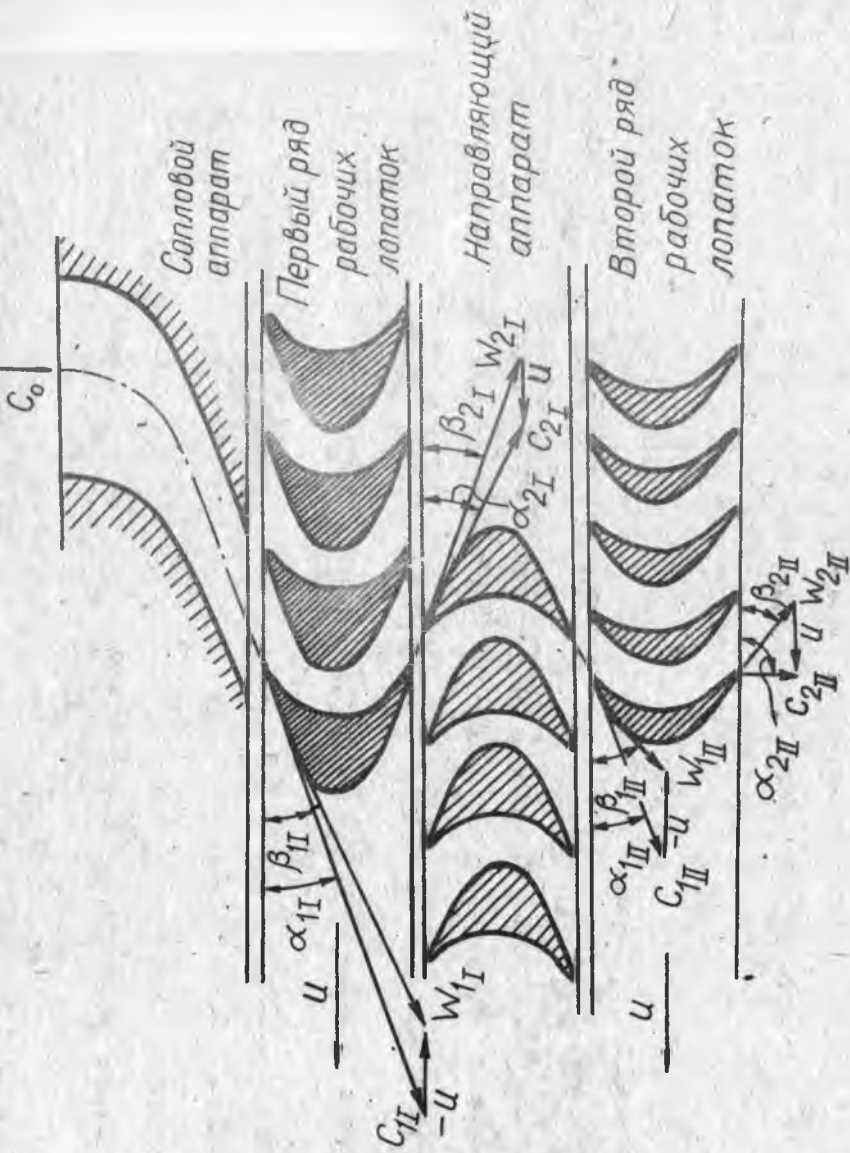


Рис. 35. Схема проточной части и треугольники скоростей двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости

рабочего колеса, второго соплового аппарата, второго рабочего колеса ($\varphi_I = \psi_{II} = \varphi_{II} = \psi$), углы входа и выхода потока в решетках ($\beta_{1IРК} = \beta_{2IРК}, \beta_{1IIРК} = \beta_{2IIРК}, \alpha_{1КСА} = \alpha_2$), получим

$$\eta_u = 2\varphi_{II}^2 (1 + \psi) [(1 + \psi)^2 (\cos \alpha_1 - u_{ср}/C_1) - (1 + \psi) \cdot u_{ср}/C_1].$$

Максимальный к.п.д. обеспечивается при коэффициенте нагрузки ступени

$$(u_{ср}/C_1)_{опт} = \cos \alpha_1 / 2z,$$

где z - число ступеней.

Турбины такого типа в ЖРД часто используются в парциальном исполнении.

На рис. 36 показана диаграмма процесса расширения в многоступенчатых турбинах (для примера взята двухступенчатая турбина). Газодинамический расчет многоступенчатых турбин всех типов состоит из последовательного газодинамического расчета отдельных ступеней. При этом исходными параметрами для расчета очередной ступени служат выходные параметры торможения предыдущей ступени (см. рис. 36).

Выбор коэффициентов потерь (φ_{II}, ψ_{II}), определение утечек через зазоры, потерь на трение и парциальность и т.д. при проектировании многоступенчатых турбин проводятся, как и для одной ступени, по приведенным ранее формулам.

Профилирование лопаточной части многоступенчатых турбин всех типов подчиняется тем же требованиям и выполняется практически так же, как и профилирование одноступенчатых турбин.

Профилирование лопаточной части турбин ЖРД

Цели и законы профилирования

Целью профилирования является построение профилей лопаток СА и РК турбин, обеспечивающих расчетные углы поворота потока и требуемый уровень гидравлических потерь и необходимый запас прочности на максимальном рабочем режиме работы двигателя. Профиль должен обладать аэродинамическим совершенством в диапазоне рабочих скоростей газового потока, т.е. обеспечивать безотрывное обтекание потока с минимальными гидравлическими потерями на расчетном номинальном режиме. Площадь сечения профиля должна гарантировать достаточный запас прочности в точках, наиболее на-

гуженных от действия осевых и окружных газовых сил, а также центробежных нагрузок.

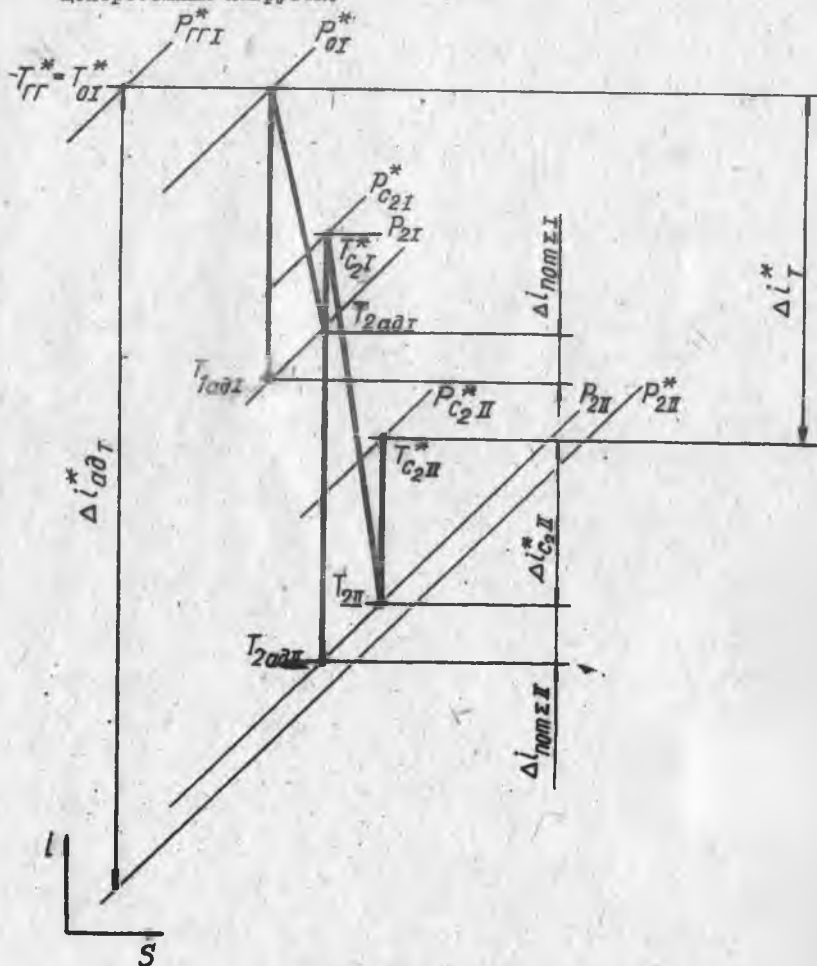


Рис.36. Диаграмма процесса расширения в двухступенчатой турбине

При профилировании лопаточных решеток немаловажное значение имеет способ изготовления лопаток, который может зависеть от их конструкции. Наиболее экономичным способом изготовления лопаточных

венцов сопловых аппаратов и колес является высокоточное литье по выплавляемым моделям без последующей механической обработки. При этом достигается высокая точность (допуск на изготовление профиля $\pm 0,2 + \pm 0,3$ мм) и достаточная чистота поверхности. В конструкциях турбин с рабочими колесами без бандажей, а также при креплении лопаток на дисках колес с помощью замков лопатки изготавливаются фрезерованием профилей по контуру.

Использование механической обработки для изготовления лопаток накладывает определенные условия на профилирование решетки, так как необходимо обеспечить доступ фрезы для изготовления профилей разных по высоте сечений. Особенно это относится к ступеням турбин с относительно длинными лопатками, когда $D_{cp}/h_{pk} \leq 5$.

Профилирование заключается в геометрическом построении контура профиля лопатки в одном сечении для относительно коротких лопаток постоянного профиля ($D_{cp}/h_{pk} \geq 6 + 8$) и семейства профилей для относительно длинных лопаток ($D_{cp}/h_{pk} \leq 5$). В последнем случае профилируется так называемая витая (закрученная) лопатка.

Известно несколько законов профилирования, определяющих различные методы закрутки лопаток:

профилирование по закону постоянства циркуляции, характеризуемому уравнениями:

$$C_u \cdot z = const, C_a = const$$

(обеспечивает равномерное поле осевой скорости за сопловой решеткой при адиабатическом истечении);

профилирование по закону

$$\gamma \cdot C_a = const$$

профилирование по закону постоянства угла d_1 с учетом потерь, характеризуемому уравнениями:

$$C_{1u} \cdot z^{\varphi_{\Sigma CA} \cdot \cos \alpha_1} = const, C_{1a} \cdot z^{\varphi_{\Sigma CA} \cdot \cos \alpha_1} = const$$

(поле осевой скорости в этом случае неравномерное, но лопатки сопловой решетки выполняются незакрученными);

профилирование по закону постоянства реактивности по высоте лопатки

$$\frac{C_u^2}{z} - \frac{C_a^2}{R} = 0.$$

Достоинства каждого способа профилирования подробно освещены в технической литературе [3, 6, 8, 15, 20]. В ЯРД наиболее

целесообразно профилирование реактивных одноступенчатых турбин, небольших размеров по закону $\alpha_1 = \text{const}$.

Использование этого закона позволяет проектировать сопловой аппарат турбины с постоянным профилем лопаток по высоте, что значительно облегчает его изготовление. Этот закон профилирования хорошо сочетается с возможностью профилирования лопаток рабочего колеса постоянного профиля по высоте в узлах небольших размеров с относительно короткими лопатками.

Если лопатки относительно длинные ($\frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{ПК}}} \leq 5$), то для уменьшения гидравлических потерь от ударного обтекания они должны иметь закрутку в связи с изменением угла β_1 по высоте.

Рабочие лопатки высокоперепадных сверхзвуковых турбин ЖРД, как правило, проектируются постоянными по высоте. При проектировании лопаточной части турбин ЖРД для получения высокоэффективных, технологичных и аэродинамически совершенных профилей целесообразно использовать метод моделирования уже отработанных по гидравлическим характеристикам профилей. Это обуславливает получение требуемых гидравлических параметров турбины без длительной доводки, позволяет наиболее точно и правильно выбрать лопаточные венцы с оптимальными значениями густоты t/ℓ , относительной высоты лопатки, а также соотношения между геометрическими размерами кромок и максимальной толщиной профиля.

Сущность моделирования заключается в построении геометрически подобного профиля путем масштабного увеличения или уменьшения его координат. В этом случае сохраняется полное геометрическое подобие профиля, за исключением разве, возможной корректировки по толщинам входных и выходных кромок.

Метод моделирования (особенно для сопловых и рабочих лопаток реактивных ступеней, работающих на дозвуковых режимах) используется не только благодаря простоте и надежности. В силу зависимости аэродинамического совершенства профиля от ряда факторов (углов потока, толщин кромок, густоты, режимов работы и т.д.) нет строгой и совершенной во всех отношениях единой методики профилирования. Поэтому использование метода моделирования типовых отработанных профилей (испытанных в МЭИ, МАИ, КАИ, ЦИАМ и других организациях) позволяет в этой части профилирования турбин избежать возможных ошибок в гидравлических характеристиках. Основные данные ряда отработанных профилей сопловых и рабочих лопаток отражены в технической литературе [7, 8].

При отсутствии типовых профилей, удовлетворяющих полученным в результате расчета турбины величинам углов α_1 , β_1 , β_2 и скоростям газового потока в лопаточных венцах, можно воспользоваться рекомендациями для проектирования нового профиля.

Так, для построения профиля реактивной решетки может быть рекомендован метод профилирования, разработанный в КАИ [8]. Профилирование дозвуковых лопаточных венцов может проводиться по методам, рекомендованным в работах Б.М. Аронова [3], Г.Ю. Степанова [19], В.В. Уварова [21], в учебном пособии [5] и др.

Сопловые лопатки

При профилировании решеток лопаточных венцов турбин целесообразно воспользоваться некоторыми рекомендациями, позволяющими правильно вычертить линии спинки и корыта проектируемого профиля. Это обеспечит хорошие аэродинамические качества турбин. Профили сопловых аппаратов обычно имеют конструктивный угол входа $\alpha_{ок} = 90^\circ$. Однако в ряде случаев (особенно для сопловых аппаратов центробежных радиальных турбин) конструктивный угол входа может быть меньше ($\alpha_{ок} \approx 85 + 90^\circ$).

Угол выхода потока газа α_1 из решетки профилей не совпадает с конструктивным углом выхода профиля $\alpha_{1к}$ вследствие отклонения потока при течении в межлопаточном канале (так называемая девиация). Можно считать, что $\alpha_{1к} \approx \alpha_{1зф}$. Для дозвуковых профилей ($\lambda_{с1ад} < [\lambda_{с1ад}]$), где $[\lambda_{с1ад}] = 1,01 \cos(\alpha_1 + 8^\circ) / \cos \alpha_1$ - приведенная скорость потока, при которой в горле наступает кризис [3]) $\alpha_{1зф} = \alpha_1 - \Delta \alpha_1$. Поправку $\Delta \alpha_1 = f(\lambda_{с1ад}, \alpha_1)$ можно принимать по рис. 37.

На рис. 38 представлен типичный профиль сопловой лопатки. Для профилирования сопловых аппаратов турбин ЖРД можно воспользоваться следующими соотношениями геометрических параметров профилей.

Угол установки профиля γ целесообразно выбирать в диапазоне $\gamma = 40 + 60^\circ$. Большая величина угла γ относится к большим значениям конструктивного угла выхода $\alpha_{1к}$.

Отношение максимальной толщины δ_{max} к хорде l профиля ($\delta_{max}/l \approx 0,1 + 0,3$) и в основном определяется из соображе-

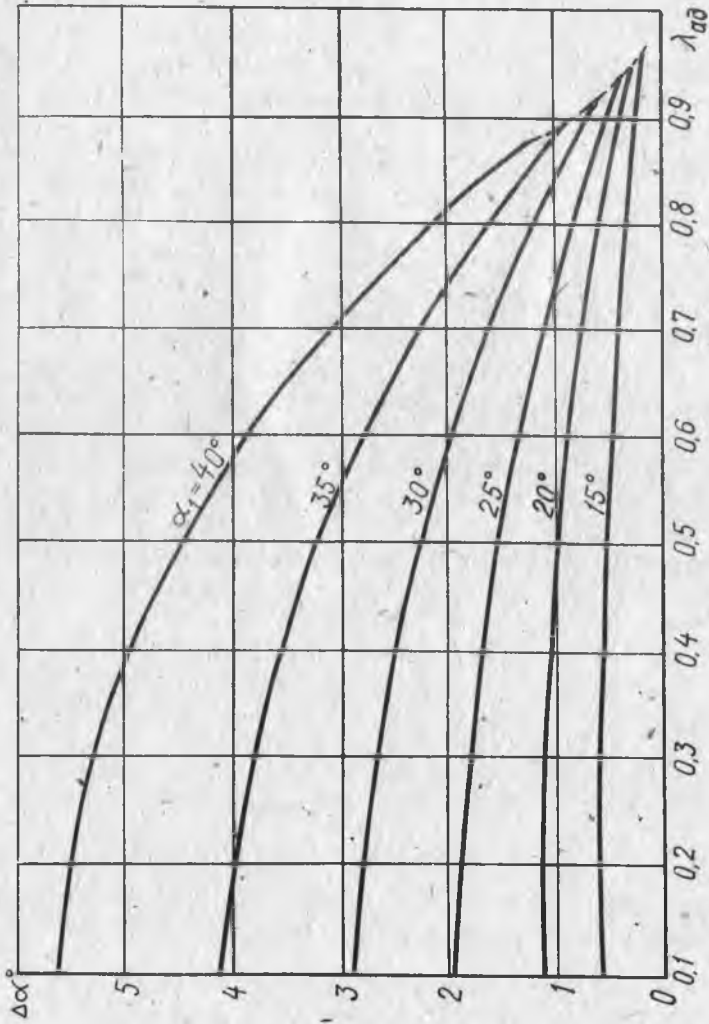


Рис. 37. Зависимость угла отставания потока от приведенной скорости на выходе для решеток с различными входными углами

ний прочности. Максимальную толщину профиля при проектировании рекомендуется располагать примерно на расстоянии $l/3$ от входной кромки. Соотношение радиусов входной и выходной кромок $r_{вх}/r_{вых} \approx 4$. Размеры входных и выходных кромок профилей могут определяться не только аэродинамическими требованиями, но и конструктивными соображениями, такими как условия работы профиля в узле турбины (рабочая среда, температура, обороты, нагрузки, ресурс ТНА и др.), качество выбранного материала (механические свойства, стойкость в рабочей среде, технологичность и т.д.), возможность обеспечения выбранных размеров кромок при высоком качестве материала в зоне кромки. Последнее особенно относится к лопаточным венцам, получаемым литьем без последующей механической обработки. Существующее литейное оборудование позволяет получить за счет применения прогрессивного точного литья по выплавляемым моделям размер кромки порядка $d = 0,4 + 0,5$ мм.

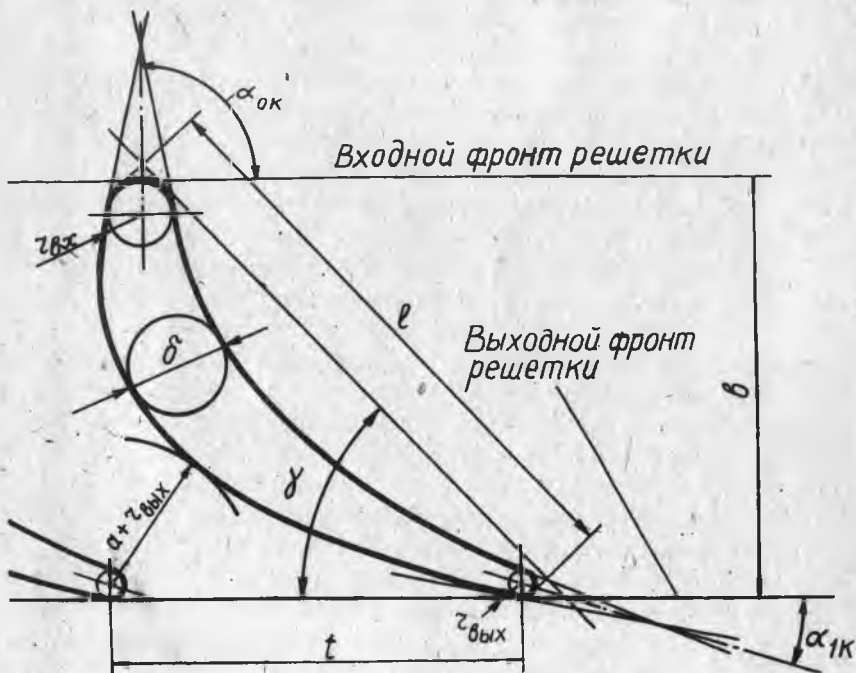


Рис. 38. Типичный профиль сопловой лопатки

В окислительных горячих средах при больших ресурсах работы, а также в условиях значительных нагрузок от действия газовых и центробежных сил для лопаточных венцов турбин ЖРД целесообразно выбирать большую величину выходных кромок соплового аппарата и рабочего колеса. Это гарантирует нормальную работу узла без растрескивания и выгорания кромок из-за недостаточного теплоотвода или больших нагрузок.

В среде с избытком окислителя появление трещин на кромке является потенциальным источником разгара узла и двигателя в целом. Поэтому наиболее приемлемой величиной выходных кромок для работы в среде горячего окислителя следует считать $d = 0,5 + 1,2 \text{ мм}$.

Для лопаточных венцов сверхзвуковых высокоперепадных турбин ЖРД открытых схем, работающих в средах с избытком горючего, входные и выходные кромки следует выбирать меньшими. Реальными величинами в этом случае следует считать $d = 0,3 + 0,4 \text{ мм}$.

Для построения профиля проводится линия фронта решетки, от которой откладывается выбранная ширина профиля β , известная из прочерченного меридионального тракта турбины. Проведя под углом установки профиля γ линию, можно вписать между этой линией и входным и выходным фронтами решетки окружности диаметрами $d_{\text{вх}}$ и $d_{\text{вых}}$, соответствующими толщине кромок.

Затем сопряженными дугами окружности или лекальными кривыми вычерчиваются линии корыта и спинки профиля.

Наилучшее профилирование обеспечивается использованием лекальных кривых четвертого порядка. При этом в зоне выходных кромок целесообразно иметь минимальную изогнутость линии профиля и прямолинейную кромку, если приведенная скорость потока на выходе из решетки $\lambda_{\text{ад}} \approx 1$.

После построения двух соседних профилей необходимо проверить, нет ли в межлопаточном канале местной диффузорности, обуславливающей дополнительные потери при обтекании профилей.

Аналогичное требование отсутствия диффузорности в межлопаточных каналах и плавности линий корыта и спинки, очерчиваемых лекальными кривыми четвертого порядка, относится и к профилированию реактивных лопаток рабочих колес турбин ЖРД, если профилирование ведется вновь, а не методом моделирования.

При этом для учета девиации потока $\Delta\beta$ при определении конструктивного угла выхода из решетки рабочих лопаток на режимах $\lambda_{\text{ад}} < 1$ используется рис. 37.

Конструктивный угол выхода

$$\beta_{2к} \approx \beta_{2эф} = \beta_2 - \Delta\beta.$$

Для лучшего и безотрывного обтекания профиля потоком целесообразно рабочую лопатку профилировать с небольшим ударом потока в спинку, т.е.

$$\beta_{1к} = \beta_1 - i,$$

где $i = 3 + 5^\circ$ - угол атаки.

Сверхзвуковые активные рабочие лопатки.

Для профилирования профиля сверхзвуковой активной лопатки (рис. 39, а) можно пользоваться следующим приемом построения в случае $\beta_{1к} \approx \beta_{2к}$ (углы известны из расчета турбины по среднему диаметру).

Оптимальная густота решетки выбирается в диапазоне $(\frac{t}{\delta})_{опт} = 0,6 + 0,7$. Из прочностных соображений ширина решетки δ может быть уточнена после профилирования. Величина шага t и число лопаток $z_{рк}$, помимо требований прочности, могут быть лимитированы минимальной величиной горловины межлопаточного канала a_{min} с точки зрения возможности выполнения канала в производстве. Минимальная величина горловины a_{min} определяется в корневом сечении после профилирования рабочего колеса. Технологически приемлемыми величинами можно считать $a_{min} \geq 3$ мм.

Для построения профиля проводится входной фронт решетки АА, параллельно которому на расстоянии ширины решетки δ откладывается линия ММ выходного фронта. Из произвольной точки В проводится прямая, образующая с фронтом решетки конструктивный угол входа лопатки $\beta_{1к}$. С учетом изложенных требований к выбору толщины кромок лопатки в месте пересечения прямой с фронтом решетки вписывается окружность радиусом $r_{\delta x} = d_{\delta x} / 2$. Из центра окружности входной кромки откладывается шаг решетки t и находится центр окружности входной кромки рядом расположенной лопатки (точка С). Из точки С проводится перпендикуляр к линии ВД до пересечения в точке К с линией, параллельной фронту решетки и отстоящей от нее на расстоянии $\delta/2$. Проводится касательная к линии ДВ дуга окружности радиусом $R_1 = KN$. Она образует на спинке лопатки место максимального изгиба в области наименьшей горловины межлопаточного канала. Из точки В опускается перпендикуляр

до пересечения в точке E с фронтом MM . Под углом β_{2K} к линии MM из точки E проводится касательная к окружности радиусом $R_1 = KN$, образуя выходную часть спинки лопатки. В месте пересечения выходной части спинки и фронта MM вписывается окружность радиусом $r_{\text{вых}} = d_{\text{вых}}/2$, образующая выходную кромку.

Корыто профиля очерчивается дугой радиусом $R_2 = SK$, касательной к окружностям входной и выходной кромок лопаток.

Строится профиль соседней лопатки.

Отсутствие местной диффузорности проверяется прочерчиванием дугек окружностей радиусом $r = a_{\text{min}}$. Центры этих окружностей находятся на корытце следующей лопатки.

После профилирования сечения лопатки на среднем диаметре проверяется густота решетки и величина межлопаточного канала в корневом и периферийном сечениях. Для этого находятся значения

$$t_{\text{корн}} = (\pi/z_{PK}) \cdot D_{\text{корн}} \quad \text{и} \quad t_{\text{пер}} = (\pi/z_{PK}) \cdot D_{\text{пер}}$$

По найденным значениям шагов от исходного профиля среднего сечения очерчиваются линии корытца соседней лопатки для корневого и периферийного сечений.

Замеряется ширина межлопаточного канала a в корневом сечении лопатки. Если $a < 3$ мм, то необходимо уменьшить количество лопаток z_{PK} , т.е. перейти на более редкую решетку.

Может оказаться, что выбранная густота на среднем диаметре для периферийных сечений слишком велика, т.е. $t/l \gg (t/l)_{\text{опт}}$. Тогда, наоборот, целесообразно увеличить количество лопаток, чтобы обеспечить по высоте лопатки густоту решетки, близкую к оптимальной.

Для активной рабочей лопатки, имеющей сверхзвуковой профиль, предельными значениями густоты можно считать $t/l \geq 0,55$ - для корневого сечения и $t/l \leq 0,75$ - для периферийного сечения. При этом обеспечиваются приемлемые аэродинамические характеристики решеток при выполнении лопаток постоянного профиля по высоте.

Отметим, что угол установки профиля активной сверхзвуковой лопатки может быть отличен от $\gamma = 90^\circ$.

Профилирование сверхзвуковых активных решеток по принципу сопряжения прямых линий и дуг окружностей не всегда обеспечивает требуемый уровень гидравлических потерь в решетке.

В последнее время разработано семейство профилей для получения наилучших показателей по гидравлическим потерям. Эти профили целесообразно использовать как модель для построения сверхзвуковых лопаток.

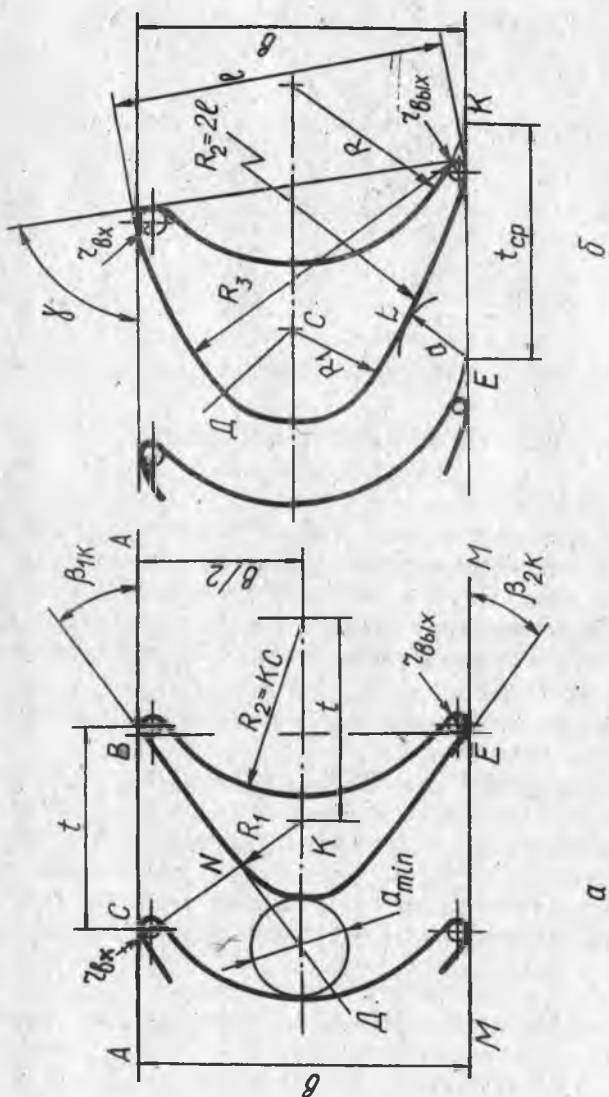


Рис. 39. Профилирование активной лопатки рабочего колеса:
 а - сверхзвуковой, б - дозвуковой

Разработанные профили проверены экспериментально, а их геометрические и гидравлические характеристики описаны в литературе. Для лопаточной части сверхзвуковых турбин ЖРД целесообразно использовать профили МЭИ типа ТР-3Б [8].

Дозвуковые активные рабочие лопатки

Для дозвуковых активных профилей не требуется выполнять спинку профиля вблизи входных и выходных кромок в виде прямолинейных участков. Угол установки γ рабочих лопаток может отличаться от 90° и составлять $80-85^\circ$.

При этом конструктивный угол входа в рабочую лопатку

$$\beta_{1к} = \beta_1 + \Delta\beta_1,$$

где $\Delta\beta_1 = -5 + 0^\circ$, а угол входа потока β_1 известен из газодинамического расчета турбины.

Конструктивный угол на выходе из лопатки

$$\beta_{2к} = \beta_{1к} - \Delta\beta_2,$$

где $\Delta\beta_2 = 2 + 10^\circ$.

Следует иметь в виду, что чрезмерное уменьшение угла $\beta_{2к}$ по сравнению с конструктивным углом $\beta_{1к}$ требует увеличения высоты лопатки на выходе, т.е. раскрытия меридионального тракта. Оно целесообразно до некоторого предела, пока не появятся дополнительные потери в ступени из-за излишней конусности, сопровождаемой отрывом газового потока.

Профилирование активного дозвукового профиля аналогично профилированию сверхзвуковой лопатки.

Необходимо провести два фронта решетки на расстоянии ее ширины δ (см. рис. 39,б) и пересекающую их прямую под углом установки лопатки γ . В местах пересечений этих линий вписываются окружности радиусами $r_{вх}$ и $r_{вых}$. Выбор толщин кромок определяется конструктивными соображениями, описанными выше.

Корытце лопатки очерчивается дугой окружности радиусом

$$R = \frac{\delta}{\cos\beta_{1к} + \cos\beta_{2к}}$$

касательной к окружностям входной и выходной кромок. Окружность радиусом R пересекает выходной фронт решетки в точке K . Из точки K откладывается отрезок $KE = t_{ср} = \frac{\pi}{2\gamma_k} \cdot D_{ср}$ (или $t_{ср} = (t/\ell)_{опт} \cdot \ell$, где ℓ определяется по прямой, проведенной под углом установки профиля, $(t/\ell)_{опт} \approx 0,6 + 0,7$).

Проектирование спинки профиля можно вести следующим образом. Из точки E проводится дуга окружности узкого сечения межлопаточного канала радиусом $r = a \approx t_{\text{сп1}} \cdot \sin \beta_{2\text{к}}$.

Радиусы R_1 , R_2 и R_3 принимаются по конструктивным соображениям так, чтобы обеспечивалось плавное изменение кривизны спинки при достаточной прочности профиля. Радиус выходной части спинки можно ориентировочно принимать $R_2 \approx 2\ell$. Так как окружности радиусами a , R_1 и R_2 сопрягаются между собой, то $R_1 = CL = CE - a$, а центр окружности радиусом R_2 расположен на прямой, проходящей через точки E и C .

Густота и правильность выбранного числа лопаток проверяется так же, как и для профиля сверхзвуковой активной лопатки.

Реактивные рабочие лопатки

Исходные данные для профилирования (входной β_1 и выходной β_2 углы потока по рис. 23) берутся из газодинамического расчета турбины.

Входной конструктивный угол профиля $\beta_{1\text{к}}$ целесообразно выполнять меньшим, чем угол входа потока β_1 , на величину угла удара в спинку ($i = 3 + 5^\circ$). При таком выполнении профиля обеспечивается безотрывное обтекание лопатки.

Для определения конструктивного угла выхода из лопатки $\beta_{2\text{к}} = \beta_2 - \Delta\beta_2$ используется экспериментальная зависимость (рис. 37) по отклонению потока $\Delta\beta_2$ от скорости $\lambda_{2\text{ад}}$. Густоту решетки (относительный шаг t/ℓ) желательно принимать оптимальной. Для реактивных профилей $\lambda_{\text{ад}} \approx 0,6 + 0,8 \cdot (t/\ell)_{\text{опт}} \approx 0,6 + 0,7$. Можно воспользоваться [1] эмпирической формулой для оптимального относительного шага

$$\left(\frac{t}{\ell}\right)_{\text{опт}} = 0,55 \left[\frac{180^\circ}{180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{1/3} \cdot (1 - \bar{\delta}),$$

где $\bar{\delta} = (\delta/\ell)$ - относительная толщина профиля (см. рис. 40), которой нужно задаться, исходя из опыта профилирования испытанных лопаточных венцов:

- для корневого сечения $0,15 + 0,2$
- для среднего сечения $0,1 + 0,15$
- для периферийного сечения $0,04 + 0,5$

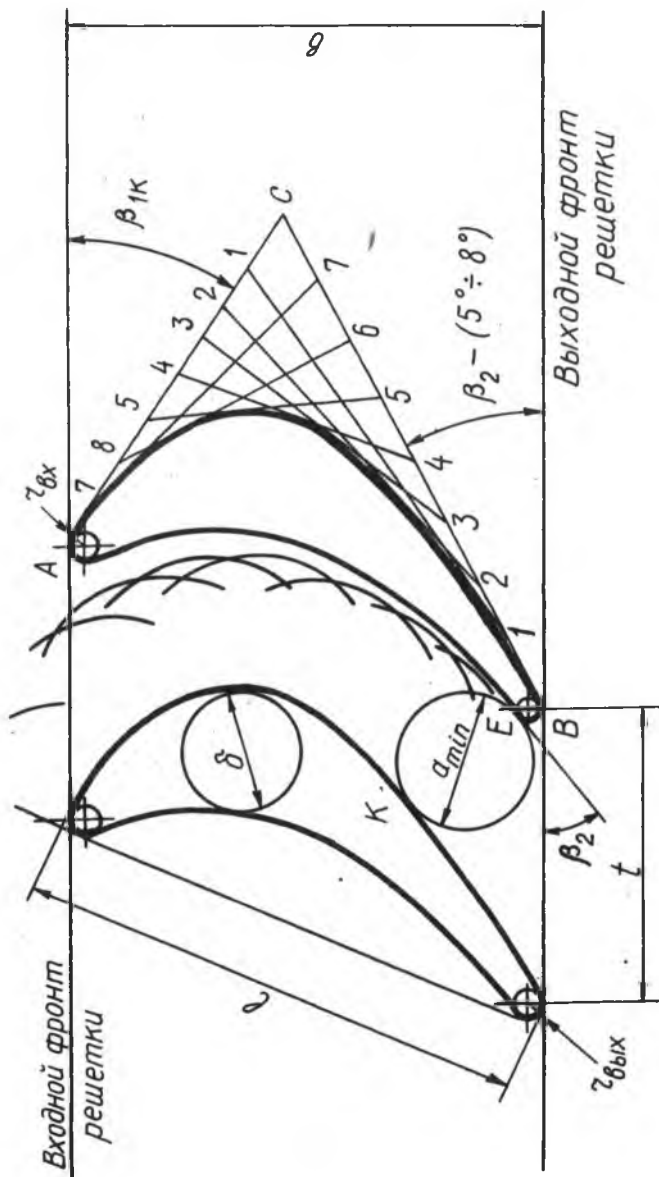


Рис. 40. К профилированию сечения реактивной лопатки по методу параболы

Толщина лопатки корректируется расчетом на прочность для обеспечения необходимого коэффициента запаса прочности. В лопаточном венце постоянного профиля по высоте величина относительной толщины профиля принимается равной значению δ в корневом сечении.

Угол установки профиля можно принять в диапазоне $\gamma = 50 + 70^\circ$ или определить [1] по эмпирической формуле

$$\gamma = 42^\circ + 40 \cdot \frac{\beta_2}{\beta_1} - 2 \frac{\beta_1}{\beta_2} \pm 4^\circ.$$

Большие углы (в пределах принятого допуска) соответствуют более тонкой входной кромке. Хорда при выбранном угле установки и ширине лопатки

$$l = \frac{b}{\cos \gamma}.$$

Число лопаток

$$z = \frac{\pi D_{cp}}{t_{cp}}$$

должно быть целым числом, что достигается уточнением шага в среднем сечении

$$t_{cp} = \left(\frac{t}{l} \right)_{cp} \cdot l.$$

Толщина входных и выходных кромок реактивных профилей выбирается согласно соображениям, изложенным при профилировании сопловых лопаток. Найдя число лопаток по густоте среднего сечения, целесообразно проверить величину горла в корневом сечении для выяснения возможности выполнения межлопаточного канала в производстве.

При расположении центров выходной кромки по радиусу (т.е. выполнении выходной кромки прямолинейной при $\beta_{2к} = const$) минимальный размер проходного сечения у корня

$$a_{корн} = t_{корн} \cdot \sin \beta_{2к}.$$

Построение профиля лопатки может быть следующим (см. рис. 40).

На расстоянии, равном ширине решетки b , чертятся входной и выходной фронты решетки; строятся окружности скругления выходных кромок на расстоянии t друг от друга. Под углом $\beta_{2к} = \beta_2 - \Delta \beta_2$ проводится касательная к окружности скругления выходной кромки. Так же касательно к этой окружности, под углом установки профиля γ , проводится хорда профиля. Вписывается окружность входной кромки лопатки, касательная к хорде и входному фронту. Под углом $\beta_{1к}$ проводится касательная к окружности входной кромки. Вычерчивается плавная кривая выпуклой части профиля. Профилирование может вестись с помощью графического способа построения параболы.

Отрезки АС и ВС (касаются окружностей скругления кромок в точках А и В) делятся на равное число частей и нумеруются, как указано на рис.40. Одноименные точки соединяются прямыми линиями. Кривая, касательная к проведенным прямым, является параболой спинки профиля.

Корытце профиля выполняется лекальной кривой или дугами окружностей касательно к окружностям скругления входной и выходной кромок так, чтобы максимальная толщина профиля располагалась примерно на $\frac{1}{3}$ длины хорды от входного фронта решетки.

Строится профиль соседних лопаток для проверки конфузорности межлопаточного сечения. При этом парабола спинки профиля должна быть касательной к окружности узкого сечения межлопаточного канала d_{min} (в точке К на рис. 40). Если касания нет, то можно изменить угол установки профиля или направления касательных АС и ВС так, чтобы условие касания было выполнено. Для проверки конфузорности межлопаточного канала из центров, расположенных на спинке соседнего профиля, проводятся дуги окружностей диаметром d_{min} . От узкого сечения до входа в решетку должен наблюдаться плавный рост расстояния между дугами окружностей и корытцем лопатки, что указывает на отсутствие местной диффузорности и обусловленных ею дополнительных потерь.

В случае относительно длинных лопаток ($\frac{D_{ср}}{h_{ПК}} \leq 5$) согласно выбранному закону профилирования выполняется закрученная по высоте лопатка. При этом принимается некоторое распределение углов $\beta_{1к}$ и $\beta_{2к}$, обеспечивающее безударное обтекание с минимальными гидравлическими потерями потока по всей высоте лопатки.

Совокупность спрофилированных сечений (от корневого до периферийного) составляет пространственную решетку, которая должна удовлетворять прочностным и технологическим требованиям. Необходимо выдержать достаточное соотношение площадей периферийного $F_{пер}$ и корневого $F_{корн}$ сечений для получения напряжений растяжения, не превышающих допустимых. В случае получения слишком большой величины $F_{пер}/F_{корн}$ изменяется толщина профилей или принимается переменная ширина лопатки по высоте, т.е. выполняется конусная лопатка.

Нужно обеспечить также совпадение центров тяжести сечений лопатки при совмещении профилей с целью исключения дополнительных напряжений изгиба. При больших изгибных напряжениях от газовых сил иногда целесообразно делать так называемый вынос

центров тяжести профилей по высоте для разгрузки лопатки от изгибающих моментов.

У сопловых лопаток совмещают входные кромки профилей.

При профилировании лопаток по высоте наиболее технологично располагать сечения относительно друг друга так, чтобы спинка и корытце лопаток были цилиндрическими поверхностями с прямолинейными образующими.

Круглые сопла сверхзвуковых турбин

Сверхзвуковые сопловые плоские лопатки обладают хорошими аэродинамическими характеристиками, но они не технологичны. Более технологичными в изготовлении являются сопловые аппараты в виде круглых сопел с косым срезом (рис. 32). Сверхзвуковые турбины, имеющие сопловые венцы с круглыми соплами, чаще всего парциальные. С точки зрения мощностных характеристик целесообразно располагать сопла сгруппированными в одном секторе. Это исключает дополнительные потери от перетекания газа. Однако в этом случае появляется дополнительная нагрузка на подшипники из-за наличия парциальности с несимметричным подводом газа. Кроме того увеличиваются вибронпряжения в лопатках. Поэтому расположение и количество секторов сопловых аппаратов выбирается в результате компромиссного решения, учитывающего прочность и гидравлическое совершенство узла турбины.

Профилировать сопловые аппараты можно методом характеристик, применяемых для расширяющихся сопел камер ЖРД. В этом случае образующие поверхности сопловых отверстий в развертке очерчиваются соответствующими радиусами, что усложняет их изготовление. Более технологичны круглые сопла с коническими поверхностями. Суть профилирования конических сопел заключается в рациональном выборе диаметра входа в сопло $d_{\delta x}$, угла раскрытия расширяющейся части сопла γ и его длины l_c . Ось сопла проводится под углом α_1 к фронту соплового венца. Диаметры $d_{кр}$, d_a и угол α_1 известны из газодинамического расчета турбины. Количество сопел $z_{сА}$ выбирается из условия получения приемлемой высоты лопатки рабочего колеса.

Диаметр входной части сопла выбирается по соотношению

$$d_{\delta x} \approx 2d_{кр}.$$

Угол раскрытия сопла принимается по конструктивным соображениям и обычно $\gamma \approx 5 + 12^\circ$. При увеличении угла γ наблюдаются

дополнительные потери, связанные с отрывом потока газа от стенок сопла. Длина расширяющейся части конических сопел

$$l_c = \frac{d_a - d_{кр}}{2 \operatorname{tg} \gamma}.$$

Центростремительная радиально-осевая турбина

Применение в ТНА центростремительной радиально-осевой турбины при выборе конструктивной схемы агрегата подачи может быть продиктовано соображениями компоновки двигателя. При значениях отношения $(u, /c_{ад.н}) = 0,65 \div 0,8$ центростремительные турбины могут иметь коэффициент полезного действия не ниже, чем у осевой одноступенчатой турбины. Поэтому определяющим фактором выбора типа турбины в этом случае могут служить вес, удобство компоновки узла или субъективные соображения.

На рис. 4Г приведена схема проточного тракта радиально-осевой центростремительной турбины с обозначениями определяющих сечений.

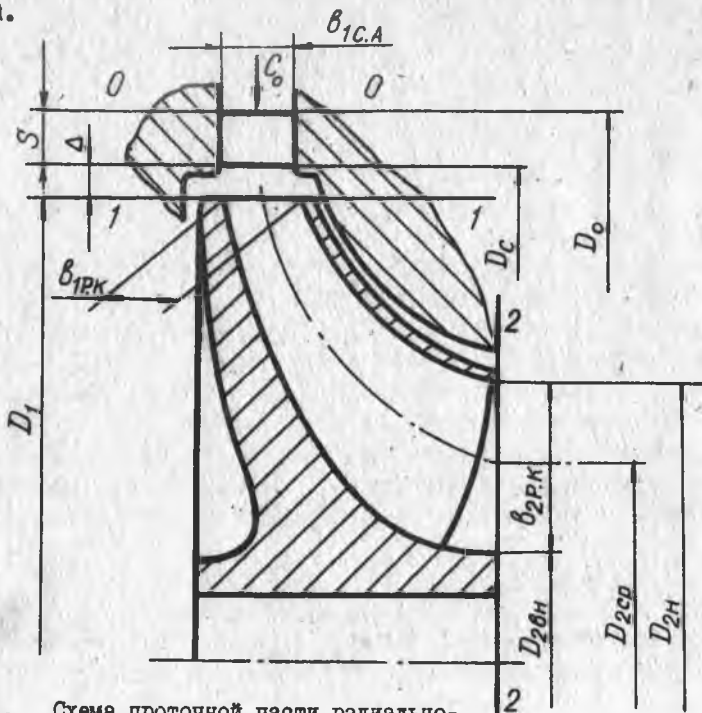


Рис. 4Г. Схема проточной части радиально-осевой центростремительной турбины

Исходными данными для расчета радиальной турбины являются параметры, заложенные в энергетическом расчете двигателя, которые одинаковы для проектных расчетов турбин всех типов. К ним относятся: необходимая мощность (N_T , л.с.), расход газа через турбину (G_T , кг/сек), обороты (n , об/мин), степень расширения на турбине (π_T^*), давление газа на входе ($P_{гт}^*$) и на выходе (P_2^*) из турбины, температура на входе в турбину ($T_{гт}^*$) и характеристики рабочего газа (газовая постоянная R , $\frac{\text{ккал}}{\text{кг.град}}$, теплоемкость C_p , $\frac{\text{ккал}}{\text{кг.град}}$, показатель адиабаты κ).

Конструкция входа в сопловой аппарат турбины обычно представляет собой улиточный корпус, течение газа в котором сопровождается потерями полного давления. Поэтому давление на входе в сопловой аппарат турбины

$$P_0^* = \sigma_{вх}^* \cdot P_{гт}^*$$

где $\sigma_{вх}^*$ - коэффициент полного давления на входе в СА. На коэффициенте полного давления в корпусах турбин подробно останавливались при рассмотрении низкорепадной турбины.

Аналогичные данные экспериментальных продувок корпусов турбин могут быть использованы для проектных расчетов радиальных турбин ЖРД. Для приведенной скорости газа во входных корпусах радиальной турбины $\lambda_{вх} = 0,1 + 0,15$ ориентировочно можно принять $\sigma_{вх}^* = 0,97 + 0,98$.

Ниже приведен порядок расчета радиально-осевой центростремительной турбины по газодинамическим формулам, а также рекомендации по выбору некоторых определяющих мощностные характеристики параметров. При проектном расчете центростремительной турбины целесообразно задаться следующими параметрами: отношением среднего диаметра на выходе из РК к диаметру входа в РК $D_{2ср}/D_1 \approx 0,35 + 0,7$, отношением $U_1/C_{ад.т} \approx 0,65 + 0,8$, степенью реактивности $\rho \approx 0,3 + 0,5$.

Меньшие значения $D_{2ср}/D_1$ относятся к турбинам с большим теплоперепадом и малым расходом газа.

Небольшие степени реактивности в центростремительных турбинах нежелательны, так как небольшой теплоперепад, срабатываемый в рабочем колесе, приводит к значениям выходной скорости W_2 в относительном движении на выходе из рабочего колеса, не превышающим величину скорости W_1 входа в рабочее колесо. Это способствует дополнительным потерям мощности из-за снижения к.п.д.,

обусловленного диффузорностью канала в рабочем колесе. После выбора степени реактивности турбины определяется адиабатический теплоперепад, срабатываемый в сопловом аппарате,

$$\Delta i_{ад.г}^* = (1 - \rho) \cdot \Delta i_{ад.т}^*$$

где

$$\Delta i_{ад.т}^* = C_p (T_{гг}^* - T_{2ад}) \text{— адиабатический перепад на турбине.}$$

Скорость, соответствующая адиабатическому процессу расширения на турбине,

$$C_{ад.т} = 91,5 \cdot \sqrt{\Delta i_{ад.т}^*}$$

Температура на выходе из турбины при адиабатическом процессе расширения

$$T_{2ад} = T_{гг}^* \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{(\kappa-1)/\kappa}$$

Параметры потока газа за сопловым аппаратом определяются в следующем порядке.

Температура на выходе из соплового аппарата при адиабатическом процессе расширения

$$T_{1ад} = T_{гг}^* - \frac{\Delta i_{ад.г}^*}{C_p}$$

а давление за сопловым аппаратом

$$p_1 = p_0^* \cdot (T_{1ад} / T_{гг}^*)^{\kappa/(\kappa-1)}$$

Угол выхода газового потока из соплового аппарата центробежной турбины можно выбирать в диапазоне $\alpha_1 = 15 + 30^\circ$. При этом исходят из тех же соображений, как и в случае осевой низкоперепадной турбины.

Коэффициент потерь энергии в сопловом аппарате для радиальных турбин небольших диаметральных габаритов ($D_1 \approx 100 + 250 \text{ мм}$) можно принимать в диапазоне $\xi_{\Sigma CA} = 0,06 + 0,12$.

Меньшие величины $\xi_{\Sigma CA}$ соответствуют менее изогнутым и более гидравлически совершенным профилям лопаток, с лучшей чистотой и меньшей толщиной выходных кромок, а также оптимальным густотам решеток профилей соплового аппарата.

Для ориентировочного выбора коэффициента профильных потерь $\xi_{пр}$ в сопловых аппаратах радиальных турбин, профили которых построены методом конформного отображения, можно воспользоваться опытными данными МЭИ.

На рис. 42 приведены зависимости $\xi_{пр}$ от режима течения

M_2 потока в кольцевой решетке, составленной из профилей соплового аппарата МЭИ.

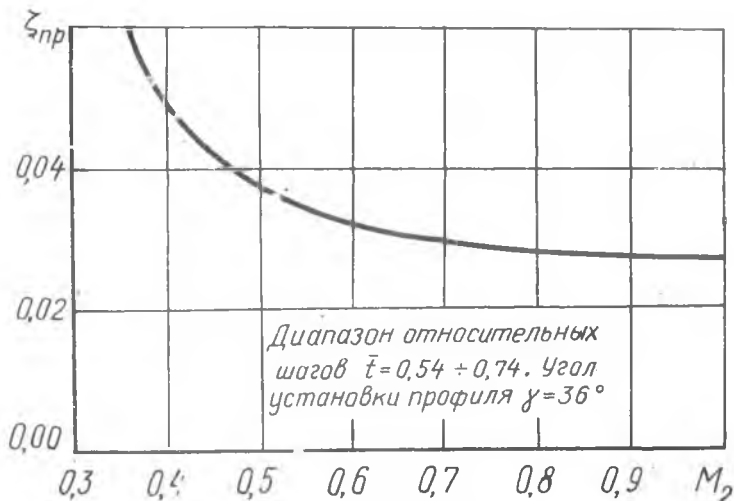


Рис.42. К выбору коэффициента профильных потерь в кольцевой решетке соплового аппарата радиально-осевой турбины с профилем МЭИ

В проектном расчете необходимо задаться скоростью выхода потока из соплового аппарата турбины M_2 и по ней определить ξ_{np} . Так как в диапазоне относительных шагов $(t/l) \approx 0,55 + 0,75$ изменение профильных потерь при постоянном режиме по M_2 незначительное (вследствие чего на рис.42 представлена осредненная кривая), то последующая корректировка числа лопаток при профилировании не вызовет значительной ошибки в ξ_{np} из-за смены густоты.

Коэффициент вторичных потерь в круговой решетке профилей определяется формулой

$$\xi_{вт} = \xi \cdot \frac{a}{h_{CA}}$$

где a - узкое сечение необлопаченного канала;

h_{CA} - высота лопатки соплового аппарата;

$$\xi = 0,07 - 0,1.$$

При пользовании формулой для подсчета вторичных потерь необходимо задаться значением относительного шага $(t/l)_{CA} \approx$

$\approx 0,65 + 0,7$ и величиной хорды, приняв угол установки лопаток $\gamma_{уст} \approx 35 + 40^\circ$. Тогда шаг $t = (t/\ell)_{CA} \cdot \ell$, и при выбранном угле α_1 , узкое сечение $a = t \cdot \sin \alpha_1$,
Суммарный коэффициент потерь

$$\xi_{\Sigma CA} = \xi_{\text{вм}} + \xi_{\text{пр}}.$$

С учетом гидравлических потерь теплоперепад, срабатываемый в сопловом аппарате турбины,

$$\Delta i_1^* = (1 - \xi_{\Sigma CA}) \cdot \Delta i_{ад1}^*.$$

Действительная скорость выхода газового потока из соплового аппарата

$$C_1 = 91,5 \cdot \sqrt{\Delta i_1^*}.$$

Окружная скорость на входе в рабочее колесо

$$u_1 = \left(\frac{u_1}{C_{ад.т}} \right) \cdot C_{ад.т}$$

определяется по выбранному отношению $u_1/C_{ад.т}$ и степени расширения на турбине $\pi_{т\Sigma}^*$.

Угол входа потока в рабочее колесо в относительном движении

$$\beta_1 = \arctg \frac{1}{\text{ctg} \alpha_1 - \frac{u_1}{C_1 \cdot \sin \alpha_1}}.$$

Скорость входа потока в рабочее колесо в относительном движении

$$W_1 = C_1 \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}.$$

Температура газа за сопловым аппаратом турбины

$$T_1 = T_{гг}^* - \frac{\Delta i_1^*}{c_p}.$$

Удельный вес газа на входе в рабочее колесо

$$\gamma_1 = \frac{P_1 \cdot 10^4}{R \cdot T_1}.$$

Параметры торможения на входе в рабочее колесо турбины

$$T_{1w}^* = T_1 + \left(\frac{W_1}{91,5} \right)^2 \cdot \frac{1}{c_p},$$

$$P_{1w}^* = \frac{P_1}{\left(T_1 / T_{1w}^* \right)^{\kappa / (\kappa - 1)}}.$$

Зная параметры газового потока на выходе из соплового аппарата, можно провести расчет процесса расширения в рабочем колесе.

Степень расширения в рабочем колесе

$$\pi_{PK} = p_{1w}^* / p_2.$$

Температура за рабочим колесом при адиабатическом процессе расширения

$$T_{2ад} = \frac{T_{1w}^*}{\pi_{PK}^{(K-1)/K}}.$$

Адиабатический теплоперепад, срабатываемый в рабочем колесе,

$$\Delta i_{ад.2}^* = c_p \cdot (T_{1w}^* - T_{2ад}).$$

Скорость выхода газового потока из рабочего колеса в относительном движении

$$W_{2ад} = 91,5 \cdot \sqrt{\Delta i_{ад.2}^* - \frac{u_1^2 - u_{2ср}^2}{8380}}.$$

Коэффициент потерь энергии в рабочем колесе можно принимать $\xi_{\Sigma PK} = 0,3 + 0,4$. Действительная скорость выхода газа из рабочего колеса в относительном движении

$$W_2 = W_{2ад} \cdot \sqrt{1 - \xi_{\Sigma PK}}.$$

Угол выхода потока из рабочего колеса в относительном движении можно выбрать в диапазоне $\beta_2 = 30 + 40^\circ$.

Угол выхода из рабочего колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arctg \frac{1}{\operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{u_{2ср}}{W_2 \cdot \sin \beta_2}}.$$

Оптимальное значение угла α_2 составляет $\alpha_{2опт} = 60 + 90^\circ$. Углы $\alpha_2 = 90^\circ$ соответствует минимальная величина потерь энергии с выходной скоростью.

Выходная скорость C_2 в абсолютном движении

$$C_2 = W_2 \cdot \sin \beta_2 / \sin \alpha_2.$$

Удельная работа ступени

$$\Delta i_T^* = \frac{1}{4190} \cdot (C_1 u_1 \cos \alpha_1 - C_2 u_{2ср} \cos \alpha_2).$$

Окружной к.п.д. ступени

$$\eta_{окр} = \frac{\Delta i_T^*}{\Delta i_{ад.т}^*}.$$

Мощностной к.п.д. ступени

$$\eta_{тз}^* = \eta_{окр} \cdot \eta_{пот}^*,$$

где

$\bar{\eta}_{\text{ном}} = \bar{\eta}_{\varepsilon} \cdot \bar{\eta}_{\text{ту}}$ - коэффициент, учитывающий потери энергии из-за утечек, наличия парциальности и трения диска о газ;

$\bar{\eta}_{\varepsilon}$ - коэффициент, учитывающий потери энергии из-за наличия парциальности;

$\bar{\eta}_{\text{ту}}$ - коэффициент потерь, учитывающий потери энергии на трение диска о газ и утечки рабочего тела.

При проектном расчете можно принимать $\bar{\eta}_{\text{ту}} \approx 0,9 + 0,95$, обеспечивая минимальные зазоры при оборотах турбины $n = 20000 + 30000$ об/мин и $D_2 = 150 + 200$ мм.

Учет влияния парциальности на к.п.д. радиально-осевой турбины можно провести по данным А.Е.Зарянкина и А.Н.Шерстюка [10]

$$\bar{\eta}_{\varepsilon} \approx 0,06\varepsilon + 0,94 \quad \text{при } \varepsilon = 0,5 + 1,0.$$

Коэффициент потерь можно брать $\bar{\eta}_{\text{ном}} = 0,7 + 0,85$. Меньшие значения коэффициента потерь относятся к турбинам с малой степенью парциальности ε .

Температура торможения за турбиной

$$T_2^* = T_{\text{гг}}^* - (\Delta i_{\text{ад.т}}^* / c_p) \cdot \eta_{\text{тг}}^*.$$

На выходе из рабочего колеса действительная температура

$$T_2 = T_{\text{гг}}^* - \frac{1}{c_p} \left[\Delta i_{\text{т}}^* + \left(\frac{c_2}{91,5} \right)^2 \right],$$

а удельный вес газа

$$\gamma_2 = p_2 \cdot 10^4 / RT.$$

Основные геометрические размеры элементов тракта радиально-осевой центробежной турбины определяются в следующей последовательности.

Диаметр входа в рабочее колесо турбины

$$D_1 = 60 \cdot u_1 / \pi \cdot n.$$

Диаметр по выходным кромкам соплового аппарата

$$D_{1c} = D_1 + 2\Delta,$$

где $\Delta = (0,01 + 0,03) \cdot D_1 = 2 + 4$ мм - зазор между выходными кромками соплового аппарата и рабочим колесом.

Ширина решетки соплового аппарата

$$\delta_{1CA} = \frac{G_r}{C_1 \cdot \gamma_1 \cdot z_c \cdot t \cdot \sin \alpha_1 \cdot \kappa_{CA}},$$

где z_c - число каналов соплового аппарата (обычно $z_c = 3 + 30$);

$t = \pi D_{1c} / z_c$ - шаг решетки на D_{1c} ;

κ_{CA} - коэффициент загромождения.

Диаметр соплового аппарата по входным кромкам

$$D_0 = D_{1c} + 2S,$$

где S - ширина лопаток соплового аппарата, выбираемая по оптимальному значению отношения $(\delta/S)_{opt} = 1, 2 + 1, 5$.

Ширина входной кромки рабочего колеса турбины

$$\delta_{1PK} = \frac{G_r}{C_1 \cdot \gamma_1 \cdot \pi D_1 \cdot \epsilon \mu_1 \cdot \sin \alpha_1},$$

где $\mu_1 = 0,9 + 0,95$ - коэффициент загромождения сечения;

ϵ - степень парциальности турбины.

Средний диаметр выхода из рабочего колеса

$$D_{2cp} = D_1 (D_{2cp} / D_1).$$

Ширина выходной кромки лопаток рабочего колеса

$$\delta_{2PK} = \frac{G_r}{W_2 \cdot \gamma_2 \cdot \pi D_{2cp} \cdot \delta \cdot \epsilon \cdot \sin \beta_2}.$$

Наружный диаметр выхода из рабочего колеса

$$D_{2H} = D_{2cp} + \delta_{2PK}.$$

Внутренний диаметр выхода из рабочего колеса

$$D_{2B} = D_{2cp} - \delta_{PK}.$$

Минимальное значение D_{2B} ограничивается диаметром вала d_B , найденным из расчета на прочность,

$$D_{2B \min} = d_B + (10 \div 20), \text{ мм.}$$

Число лопаток рабочего колеса рекомендуется выбирать $z_{PK} = 8 + 20$.

Для радиально-осевой турбины с $\beta_{1K} = 90^\circ$ минимальное число лопаток может быть определено по формуле

$$z_{PK \min} \geq (2\pi / \operatorname{tg} \alpha_1) (D_{cp} / D_1).$$

Величина бокового зазора в радиальной турбине составляет $0,5 \pm 3\text{мм}$.

Для профилирования сопловых лопаток радиально-осевых центробежных турбин можно применять несколько методов.

Наиболее надежный метод профилирования - использование в качестве модели отработанных геометрически подобных профилей сопловых аппаратов радиальных турбин с уже известными геометрическими и аэродинамическими характеристиками.

В этом случае задача профилирования соплового аппарата сводится к геометрическому моделированию исходного профиля на полученные в результате газодинамического расчета турбины размеры. Подбор модели определяется величинами углов входа и выхода (α_0 и α_1), известными из расчета турбины, и режимом течения газового потока в сопловом аппарате.

При моделировании определяющие размеры исходного профиля увеличиваются или уменьшаются в зависимости от геометрических размеров проектируемого узла.

Относительный шаг решетки t/l , относительная ширина t/b , соотношение толщин кромок, место расположения максимальной толщины профиля и конструктивные углы входа и выхода остаются в этом случае постоянными. Этим предопределяется величина гидравлических потерь соплового аппарата примерно на том же уровне, что и у взятого в качестве модели.

Исходными профилями при проектировании могут быть профили, разработанные в МЭИ, данные для которых приведены в работе А.Е. Зарянкина и Е.Н. Шерстюка [10].

Известен метод профилирования по заданному распределению скоростей на профиле.

Использование этого метода пока не нашло широкого применения ввиду его громоздкости и трудности подбора наиболее выгоднейшей (с точки зрения потерь) эпилы скоростей на профиле.

Метод конформного отображения плоской решетки профилей позволяет по известным параметрам плоской решетки получить кольцевую решетку радиальной турбины.

Для этого, зная относительную ширину плоской решетки b/t и выбрав радиусы входной и выходной кромок (r_1 и r_2) кольцевой решетки, определяют число лопаток в радиальной решетке турбины по формуле

$$z_c = \left(2\pi \cdot \frac{b}{t} \right) / \ln \frac{r_1}{r_2}.$$

Изменением одного из радиусов корректируют полученное значение z_c до целого числа. Для перевода координат профиля плоской решетки $\bar{x} = x/b$ и $\bar{y} = y/b$ в координаты кольцевой решетки радиально-осевой турбины (рис.43) используются формулы:

$$z = z_2 \exp \bar{x} \ln \frac{z_1}{z_2},$$

$$\theta = \frac{2\pi}{z} \cdot \bar{y}.$$

Рабочие колеса центробежных турбин могут выполняться как с радиальными рабочими лопатками, так и с лопатками, которые только на выходе загибаются под углом β_{2k} . В последнем случае закрутка обеспечивает примерно осевой выход потока из рабочего колеса. Турбина с подобным выполнением рабочего колеса классифицируется как радиально-осевая.

Толщина лопаток $\delta_l = 3 + 4$ мм.

Профилирование рабочего колеса начинается с построения его меридионального сечения (рис.44). Наилучшим меридиональным трактом рабочего колеса радиальной турбины будет тот, который обеспечивает плавное изменение средней меридиональной скорости C_m , близкое к линейному закону.

На входе в рабочее колесо меридиональную проекцию скорости выбирают из условия

$$\bar{C}_{m1} = \frac{C_{m1}}{u_1} = 0,2 \div 0,3,$$

где меньшие значения относятся к турбинам малых мощностей. Средняя меридиональная скорость на выходе из рабочего колеса

$$C_{m2} = (0,7 \div 1,2) C_{m1}.$$

При проектировании радиальных турбин с малым отношением $\frac{b_1}{D_1}$ берутся меньшие величины C_{m2}/C_{m1} , для больших степеней расширения $p_{гг}^*/p_2^*$ выбираются большие значения C_{m2}/C_{m1} . При профилировании меридионального тракта рабочего колеса линии должны быть выполнены плавно, без резких переходов.

Наружный диаметр рабочего колеса D_1 , ширина лопаток на входе в колесо b_1 и на выходе b_2 , диаметр D_{2H} определены из газодинамического расчета турбины.

При профилировании нецелесообразно выбирать слишком большие значения D_{2H}/D_1 , так как это приводит к резкому изменению

направления скорости потока в рабочем колесе. Обычно в радиально-осевых турбинах:

$$\frac{D_{2вн}}{D_{2н}} \approx 0,3 \div 0,5;$$

$$\frac{D_{2н}}{D_1} \approx 0,5 \div 0,8;$$

$$\frac{B}{D_1} \approx 0,2 \div 0,3.$$

Внешняя граница канала меридионального сечения рабочего колеса выполняется в виде кривой с плавно изменяющейся кривизной, которая в краевых точках E и F должна быть равна нулю.

Геометрическое построение кривой целесообразно вести в прямоугольной системе координат, ось X у которой проходит через точки E и F.

При $\alpha_1 = \alpha_2$

$$\bar{y} = \bar{x}(1 - 2\bar{x}^2 + \bar{x}^3) \cdot \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Здесь

$$\bar{x} = x/x_m, \quad \bar{y} = y/x_m.$$

Угол δ_1 при вертикальной внутренней стенке на входе в колесо определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \delta_1 \approx 2\beta_1/D_1.$$

Можно принимать также

$$\operatorname{tg} \delta_1 > 2\beta_1/D_1.$$

Углом δ_2 следует задаться в диапазоне значений $\delta_2 = 0 + 15^\circ$.

Углы α_1 и α_2 (при $\alpha_1 = \alpha_2$) подсчитываются по соотношению

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 45^\circ - \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}.$$

Ширина колеса

$$B = \frac{D_1 - D_{2н}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \delta_1) + \beta_1 + \Delta_1.$$

Построение внутренней границы канала рабочего колеса выполняется так, чтобы она была огибающей окружностей, вписанных по длине канала. При этом изменение площади проходного сечения по длине канала должно подчиняться выбранному закону, обеспечивающему наилучшее распределение скоростей потока по тракту.

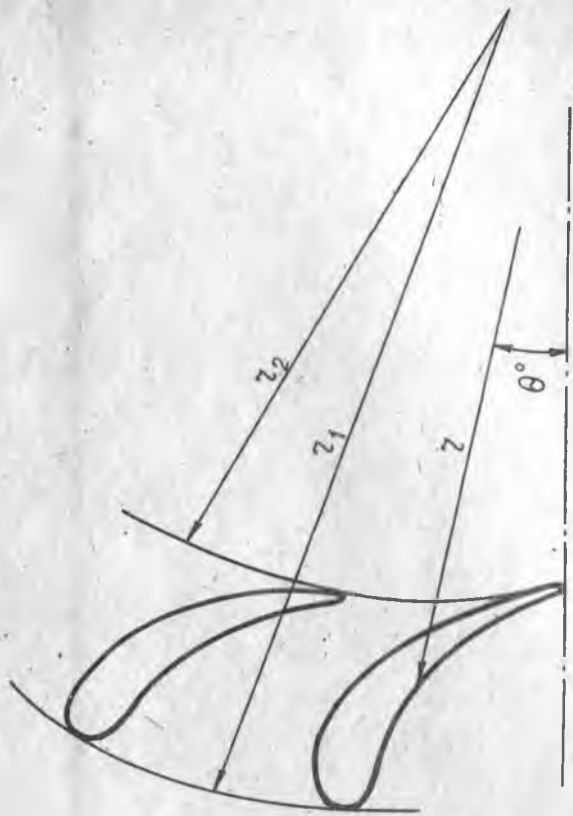
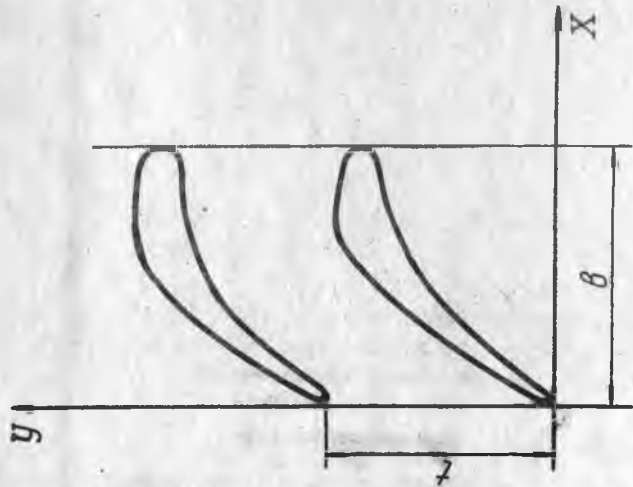


Рис. 43. Профилирование сошлого аппарата методом конформного отображения

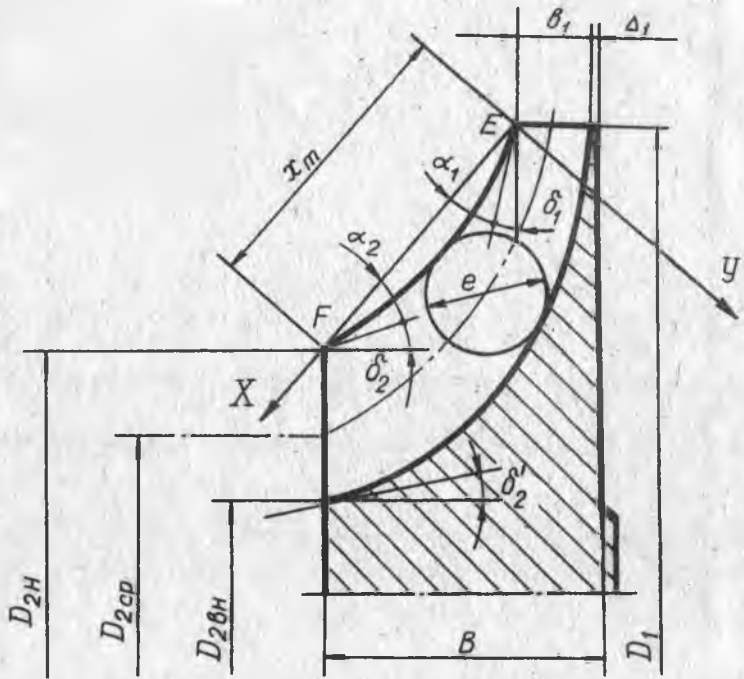


Рис.44. Профилирование меридионального тракта рабочего колеса радиально-осевой турбины

Может быть принят линейный закон изменения площадей

$$F = F_1 + \frac{x}{x_m} (F_2 - F_1) ,$$

где $F \approx \pi d_{cp} \cdot e$;

e - диаметр вписанной в канал окружности;

d_{cp} - удвоенное расстояние от оси колеса до центра вписанной окружности.

Более подробное изложение особенностей профилирования, связанных с наличием больших окружных скоростей, со специально заданным полем скоростей и т.д. приведено в работе [10].

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. АБИАНЦ В.Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей. М., "Машиностроение", 1965.
2. АРИНУШКИН Л.С., АБРАМОВИЧ Р.Б., ПОЛИНОВСКИЙ Л.Б., ЛЕШИНЕР Л.Б., ГЛОЗМАН Е.А. Авиационные центробежные насосные агрегаты. М., "Машиностроение", 1967.
3. АРОНОВ Б.М. Проектирование пера лопаток авиационных газовых турбин. Куйбышев, 1970.
4. БЕЛОУСОВ А.И. Определение осевого расхода жидкости при вращении вала. ИВУЗ, "Авиационная техника", 1964, № 3.
5. ВАСИЛЬЕВ А.П., КУДРЯВЦЕВ В.М., КУЗНЕЦОВ В.А., КУРОПАТЕНКОВ В.Д., ОБЕЛЬНИЦКИЙ А.М., ПОЛНЕВ В.М., ПОЛУЯН Б.Я. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. М., "Высшая школа", 1967.
6. ДЕЙЧ М.Е. Основы аэродинамики осевых турбомашин. М., Машгиз, 1959.
7. ДЕЙЧ М.Е., ФИЛИППОВ Г.А., ЛАЗАРЕВ Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М., "Машиностроение", 1965.
8. ЖИРИЦКИЙ Г.С., ЛОКАЙ В.И., МАКСУТОВА М.К., СТРУНКИН В.А. Газовые турбины авиационных двигателей. М., Оборонгиз, 1963.
9. ЗАВАДОВСКИЙ А.М. Влияние некоторых конструктивных параметров на характеристики турбинных ступеней. "Теплоэнергетика", 1955, № 10.
10. ЗАРЯНКИН А.Е., ШЕРСТЮК А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. М., Машгиз, 1963.
11. ИДЕЛЬЧИК И.Е. Справочник по гидравлическим расчетам. М., Оборонгиз, 1960.
12. ЛОМАКИН А.А. Центробежные и осевые насосы. Л., "Машиностроение", 1966.
13. МАРКОВ Н.М. Теория и расчет турбинных ступеней. М., Машгиз, 1963.
14. ОВСЯННИКОВ Б.В. Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей. М., Оборонгиз, 1960.
15. ОВСЯННИКОВ Б.В., БОРОВСКИЙ Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М., "Машиностроение", 1971.
16. ПИЧУТЧ Д.Ф. Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов. Конспект лекций, часть I, Куйбышев, 1967.
17. ФЛЕЙДЕРЕР К. Центробежные и пропеллерные насосы. ОНТИ-НКТП-СССР, 1937.
18. ФЛЕЙДЕРЕР К. Лопаточные машины для жидкостей и газов (перевод с немец.). М., Машгиз, 1960.
19. СТЕПАНОВ Г.Ю. Основы теории лопаточных машин комбинированных и газотурбинных двигателей. М., Машгиз, 1958.
20. СТЕЧКИН Б.С., КАЗАНДЖАН П.К., АЛЕКСЕЕВ Л.П., ГОВОРОВ А.М., КОНОВАЛОВ Н.Е., НЕЧАЕВ Ю.Н., ФЕДОРОВ Р.М. Теория реактивных двигателей. Часть I. Лопаточные машины. М., Оборонгиз, 1956.
21. УВАРОВ В.В. Профилирование длинных лопаток газовых и паровых турбин. М., Оборонгиз, 1945.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	3
Глава I. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ТНА	8
Глава II. НАСОСЫ	24
Полный проектировочный расчет насосов	24
Предварительный расчет насоса	26
Поверочный расчет насоса	43
Моделирование насосов с сохранением кавитационных качеств модели	63
Глава III. ТУРБИНЫ	66
Низкоперепадная одноступенчатая осевая турбина	66
Исходные параметры	66
Потери энергии в корпусах	70
Степень реактивности	72
Диаметральные габариты турбины	74
Угол выхода потока из соплового аппарата	78
Коэффициенты скорости для сопловых и рабочих лопаток турбины	78
Порядок расчета одноступенчатой осевой турбины	83
Высокоперепадная одноступенчатая осевая турбина	96
Степень расширения высокоперепадной турбины и отношение $\frac{C_{ср}}{C_{сдг}}$	97
Особенности расчета высокоперепадной турбины	98
Особенности расчета многоступенчатых турбин	103
Профилирование лопаточной части турбин ЖРД ..	107
Цели и законы профилирования	107
Сопловые лопатки	111
Сверхзвуковые активные рабочие лопатки	115
Дозвуковые активные рабочие лопатки	118
Реактивные рабочие лопатки	119
Круглые сопла сверхзвуковых турбин	123
Центростремительная радиально-осевая турбина.	124
ЛИТЕРАТУРА	137