

Министерство образования и науки
Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА
(национальный исследовательский университет)» СГАУ

В.Н. Матвеев, А.В. Сулинов

**ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОСЕВЫХ ТУРБИН
ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД**

Учебное пособие

САМАРА 2011

УДК 629.7.036:621.438.001.2(075.8)

Матвеев, В.Н. Проектный расчет осевых турбин турбонасосных агрегатов ЖРД: учебное пособие / В.Н. Матвеев, А.В. Сулинов. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2011 - 98 с.: ил.

ISBN

Изложена методика проектного расчета различных типов осевых турбин ТНА ЖРД. Даны рекомендации по выбору характерных конструктивных, кинематических и энергетических параметров. Рассмотрены вопросы профилирования основных элементов проточной части осевых турбин.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей 160302 «Ракетные двигатели», выполняющих курсовое и дипломное проектирование лопаточных машин ЖРД.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета.

Рецензенты:

ISBN

© Самарский государственный
аэрокосмический университет,
2011

Оглавление

	Стр.
Основные условные обозначения и сокращения	4
Введение	6
1. Назначение турбин в ТНА ЖРД	7
2. Особенности турбин ТНА ЖРД	9
2.1 Автономные турбины	10
2.2 Предкамерные турбины	12
2.3 Области рационального применения различных типов турбин	13
2.3.1 Одноступенчатые турбины	13
2.3.2 Многоступенчатые турбины	15
3. Выбор и обоснование конструктивной схемы ТНА	20
3.1 Конструктивные схемы ТНА	20
3.2 Влияние конструктивной схемы ТНА на угловую скорость вала турбины	22
4. Расчет угловой скорости вала ТНА	24
4.1 Методика расчета угловой скорости вала турбины	24
4.2 Пример расчета угловой скорости вала турбины	25
5. Проектный расчет и профилирование одноступенчатой автономной турбины, выполненной на базе одноступенчатой активной турбины	30
5.1 Предварительный расчет параметров турбины	31
5.2 Уточненный расчет параметров турбины	46
5.3 Профилирование элементов проточной части турбины	51
5.4 Графическая часть результатов проектного расчета	54
6. Проектный расчет и профилирование одноступенчатой предкамерной турбины, выполненной на базе одноступенчатой реактивной турбины	56
6.1 Расчет параметров турбины.....	57
6.2 Особенности расчета турбины с относительно длинными лопатками	70
6.3 Профилирование элементов проточной части турбины	78
6.4 Графическая часть результатов проектного расчета.....	82
7. Особенности расчета многоступенчатых турбин	84
7.1 Расчет двухступенчатой автономной турбины, выполненной на базе двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости	84
7.2 Расчет двухступенчатой предкамерной турбины, выполненной на базе двухступенчатой реактивной турбины	87
7.3 Профилирование элементов проточной части многоступенчатых турбин.....	89
8. Основные требования по выполнению проектного расчета, содержанию и оформлению курсовой работы	94
9. Контрольные вопросы для подготовки к защите курсовой работы	96
Список использованных источников	97

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

N – мощность, кВт;

\dot{V} - объемный расход, $\frac{м^3}{с}$;

\dot{m} - массовый расход, $\frac{кг}{с}$;

p – давление, кПа;

T – температура, К;

ρ – плотность, $\frac{кг}{м^3}$;

D, d – диаметр, м;

R, r – радиус, м;

F – площадь, $м^2$

ω – угловая скорость вращения, $с^{-1}$;

n – частота вращения, $\frac{об}{мин}$;

c – скорость потока в абсолютном движении, $\frac{м}{с}$;

u – окружная скорость, $\frac{м}{с}$;

w – скорость потока в относительном движении, $\frac{м}{с}$;

z – число лопаток;

α - угол потока в абсолютном движении, град;

β - угол потока в относительном движении, град.;

η - коэффициент полезного действия (КПД);

η_T – КПД турбины;

η_H – КПД насоса;

η_p – расходный КПД турбины;

ρ_T - степень реактивности турбины;

H - напор насоса (удельная работа), $\frac{кДж}{кг}$;

t – шаг решетки лопаток, м;

ν – кинематический коэффициент вязкости, $\frac{м^2}{с}$;

Верхние индексы

- * - параметры заторможенного потока;
- - относительные параметры

Нижние индексы

- т – турбина;
- 0 – на входе в сопловой аппарат турбины;
- 1 – на выходе из соплового аппарата (на входе в рабочее колесо);
- 2 – на выходе из рабочего колеса;
- a - проекция на осевое направление;
- u - проекция на окружное направление;
- r - проекция на радиальное направление;
- вт – втулочный;
- ср – средний;
- п – периферийный;
- срв – срывной;
- э – эквивалентный;
- л – лопаточный;
- ш – относящийся к шнеку

Сокращения

- ЖРД – жидкостный ракетный двигатель;
- ТНА – турбонасосный агрегат;
- СА – сопловой аппарат;
- РК – рабочее колесо

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие посвящено вопросам проектирования автономных и предкамерных осевых турбин ТНА ЖРД.

Проектный расчет осевых турбин ТНА ЖРД в учебном пособии рассматривается в рамках проведения сквозного курсового проектирования ЖРД и его основных узлов, включая ТНА. Студент после проведения на предыдущих стадиях проектирования элементов ЖРД, в частности системы топливоподачи компонентов топлива двигателя, самостоятельно формирует исходные данные для проектирования ТНА, в том числе и для турбины.

Методика проектного расчета, приведенного в учебном пособии, включает в себя выбор и обоснование конструктивной схемы ТНА и его основных элементов, расчет угловой скорости вала турбины, исходя из условия бескавитационного режима работы насосов (или насоса) ТНА, рационального выбора типа турбины в зависимости от области ее использования: с активными или реактивными ступенями, одноступенчатой или многоступенчатой. Расчет турбины ведется с учетом достижения максимальной эффективности ее использования в ТНА: достижения высокого КПД турбины при минимальных ее габаритах и массе. В пособии рассмотрены вопросы профилирования элементов проточной части различных типов осевых турбин.

1 Назначение турбин в ТНА ЖРД

В качестве привода насосов турбонасосного агрегата ЖРД принципиально можно было бы использовать как тепловые, так и электрические двигатели.

Применение электрических двигателей для привода насосов ТНА ЖРД в настоящее время затруднено из-за отсутствия на борту летательных аппаратов мощных эффективных источников электроэнергии. Возможно, что с развитием источников электрической энергии, непосредственно использующих химическую, ядерную или солнечную энергию, электрические двигатели можно будет применять для привода насосов в ЖРД.

Поэтому в настоящее время для привода насосов практически используются лишь тепловые двигатели. Для работы тепловых двигателей на борту летательного аппарата необходимо иметь запас топлива. При рассмотрении двух возможных видов тепловых двигателей: поршневого двигателя или турбинной установки, – в отношении их соответствия требованиям, предъявляемым к двигателям для привода насосов ЖРД, то явное преимущество имеет турбина [1-5, 8-10].

Турбина позволяет получить большие мощности при небольшой массе и габаритах конструкции. Высокая угловая скорость, отсутствие кривошипно-шатунного механизма, а следовательно и неуравновешенных сил инерции, прямоточное протекание рабочего тела обуславливает малую массу турбины. Другим преимуществом турбин является легкость ее соединения с лопаточным насосом. Турбина позволяет получить высокую мощность, приходящуюся на единицу расхода рабочего тела, а это очень важно, когда рабочее тело турбины выбрасывается, минуя камеру сгорания (для схем ЖРД без дожигания). Угловая скорость вала турбины может быть более 4000 с^{-1} . Вопросы регулирования турбины также решаются сравнительно легко.

Поэтому в настоящее время турбина является единственным типом двигателя, применяемым для привода насосов турбонасосного агрегата ЖРД.

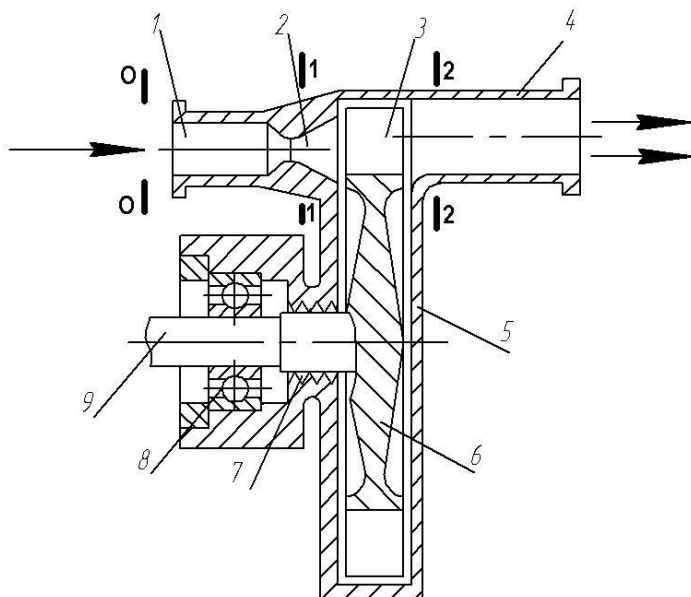


Рисунок 1.1 – Конструктивная схема одноступенчатой активной турбины: 1-входной патрубков; 2-сопловой аппарат; 3 – рабочее колесо; 4-выходной патрубков; 5–корпус; 6-диск колеса; 7-уплотнительные элементы; 8-подшипник; 9-вал турбины (сечения потока газа: 0 – на входе в сопловой аппарат, 1 - на выходе из соплового аппарата, 2 - на выходе из рабочего колеса)

Газовая турбина – разновидность лопаточной машины - двигателя, в которой энергия газа преобразуется в механическую энергию вращения ее вала. Простейшая турбина, представленная на рисунке 1.1, состоит из соплового аппарата 2, рабочего колеса 3, корпуса 5 турбины с входным 1 и выходным 4 патрубками.

Сопловый аппарат служит для преобразования потенциальной энергии газа в кинетическую энергию и придания потоку газа нужного направления для входа в лопатки рабочего колеса, где осуществляется полезная работа. Сопловый аппарат турбины может выполняться в виде круговой или сегментной лопаточной решетки, набора конических или коробчатых сопел, а также в виде одиночных, обычно конических, сопел.

Если сопла занимают только часть окружности, обметаемой лопатками турбины, то такую турбину называют парциальной, т. е. с частичным по окружности подводом газа к рабочему колесу. Рабочее колесо представляет собой диск с лопатками, имеющими специальный профиль.

По направлению движения газа турбины классифицируют на три типа:

- тангенциальные, в которых газ движется по окружности рабочего колеса;
- радиальные, которые бывают центробежными и центроостремительными (в центроостремительных турбинах газ движется в радиальном направлении от периферии к центру рабочего колеса, в центробежных – от центра к периферии);
- осевые, в которых газ движется вдоль оси турбины.

Осевые турбины могут быть активными и реактивными. В сопловом аппарате активной турбины весь перепад давления газа преобразуется в скоростной напор, который расходуется на лопатках рабочего колеса. В сопловом аппарате реактивных турбин часть общего перепада давления газа преобразуется в скоростной напор, а оставшаяся часть перепада сбрасывается на лопатках рабочего колеса турбины.

Один ряд лопаток рабочего колеса совместно с сопловым аппаратом образуют ступень турбины. Турбины бывают одно- и многоступенчатыми, при этом два ряда лопаток колеса от двух ступеней могут располагаться на одном диске. В настоящее время ЖРД широко распространены одно- и двухступенчатые осевые турбины. Совокупность подвижных вращающихся элементов турбины называют ротором, а неподвижных – статором турбины.

В настоящем учебном пособии объектом проектного расчета являются осевые турбины ТНА ЖРД.

2 Особенности турбин ТНА ЖРД

Схемы турбонасосной системы питания топлива в ЖРД делят на две основные группы в зависимости от того, подается ли газ после турбины в камеру сгорания или минует ее:

а) турбины ТНА ЖРД, используемые в схемах питания топлива без подачи газа после турбины в камеру сгорания (ЖРД без дожигания), называют автономными (независимыми, высокоперепадными) турбинами [1 - 3];

б) турбины ТНА ЖРД, используемые в схемах питания топлива с подачей газа после турбины в камеру сгорания (ЖРД с дожиганием), называют предкамерными (низкоперепадными) турбинами [1 - 3].

В схемах ТНА с предкамерными турбинами давление на выходе из турбины (противодавление) определяется давлением в камере сгорания ЖРД и оно достаточно велико - не менее (9...11) МПа.

В схемах ТНА с автономной турбиной противодавление значительно меньше (0,2...0,5 МПа), так как газ после турбины выбрасывается, минуя камеру сгорания.

Потребная мощность турбины ТНА ЖРД N_T определяется необходимой суммарной мощностью для привода насосов:

$$N_T = \sum N_n. \quad (2.1)$$

Чем больше тяга двигателя, тем больше потребная мощность турбины. Созданные двигатели имеют турбины мощностью от десятков до сотен тысяч киловатт.

Мощность, развиваемая турбиной, определяется соотношением

$$N_T = \dot{m}_T L_s^* \eta_T = \dot{m}_T L_T \quad (2.2)$$

где \dot{m}_T - массовый расход рабочего тела, проходящего через турбину; L_s^* - располагаемая удельная изоэнтروпическая работа турбины; η_T - КПД турбины; L_T - удельная работа турбины.

Располагаемая удельная изоэнтропическая работа турбины определяется из соотношения

$$L_s^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\pi_T^* \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right], \quad (2.3)$$

в данном соотношении T_0^* - температура торможения рабочего тела на входе в сопловой аппарат турбины; R - газовая постоянная рабочего тела; k - показатель изоэнтропы рабочего тела; $\pi_T^* = p_0^* / p_2$ - степень понижения давления в турбине.

Важными параметрами для турбины являются

- коэффициент окружной работы

$$\overline{L}_u = L_u / u^2, \quad (2.4)$$

- коэффициент работы турбины

$$\overline{L}_T = L_T / u^2, \quad (2.5)$$

где L_u - удельная окружная работа турбины; u - окружная скорость турбины на среднем диаметре.

Чем больше коэффициент окружной работы (коэффициент работы турбины), тем большую окружную работу (работу турбины) можно получить при выбранной окружной скорости. Допустимая окружная скорость турбины ЖРД определяется ее габаритными размерами, так как угловая скорость турбины рассчитывается из условия бескавитационного режима работы насосов (насоса). Обычно $u = (250 \dots 300)$ м/с, т.е. не достигает предельного значения, определяемого запасом прочности и равного $u_{\max} = (350 \dots 450)$ м/с.

Для уменьшения массы конструкции и снижения расхода рабочего тела необходимо иметь высокие значения коэффициента окружной работы (коэффициента работы турбины). Это особенно важно, как будет показано ниже, для автономных турбин.

2.1 Автономные турбины

В автономных турбинах газ после турбин поступает в специальные сопла (иногда это рулевые сопла управления ракетой) и выбрасывается через них, создавая дополнительную тягу. Во всех схемах питания ЖРД с автономной турбиной удельный импульс тяги двигателя снижается в результате затрат топлива на получение газа, выбрасываемого после турбины в атмосферу с меньшей скоростью, чем скорость его истечения из основного сопла ЖРД.

При заданной мощности турбины N_T для повышения экономичности ЖРД параметры автономной турбины должны быть выбраны такими, чтобы расход рабочего тела через турбину был минимальным, т. е. автономная турбина является малорасходной. Требование минимального расхода рабочего тела (при заданной мощности) означает необходимость получения максимальной удельной работы турбины или, иначе говоря, мощности, приходящейся на расход газа: $L_T = N_T / \dot{m}_T = L_s^* \eta_T$. При $\dot{m}_T \rightarrow \min$; $L_T \rightarrow \max$.

Отсюда вытекает основная особенность автономных турбин ЖРД: в связи с необходимостью работы этих турбин с малым расходом рабочего тела важно получить не максимальный КПД турбины, а высокую удельную работу L_T , которая обеспечивается большой изоэнтروпической работой L_s^* (КПД турбины η_T при увеличении L_s^* снижается). Однако при заданной изоэнтропической работе L_s^* повышение КПД турбины увеличивает удельную работу турбины L_T уменьшает потребный расход рабочего тела \dot{m}_T .

Требование максимальной работы L_T , получаемой с 1 кг массы рабочего тела, означает, что при заданной окружной скорости, которая определяется диаметром турбины и ее угловой скоростью, обычно равной угловой скорости насосов, коэффициент работы турбины \bar{L}_T должен быть максимальным. Диаметр турбины выбирается с учетом компоновки ТНА и обеспечения минимальных габаритных размеров или лимитируется прочностью ротора турбины.

Поскольку большая изоэнтропическая работа L_s^* позволяет получить большую удельную работу L_T , то параметры турбины нужно выбирать такими, чтобы изоэнтропическая работа была бы возможно большей (см. формулу 2.3).

Получить большую работу с единицы массы газа можно, если газ имеет высокую энергию. Из формулы (2.3) следует, что при выбранном рабочем теле (заданных R , k)

больших значений изоэнтропической работы можно достигнуть выбором высоких температур рабочего тела и больших степеней понижения давления π_T^* .

Так как температура газа ограничена прочностью турбины, то увеличить энергию газа можно увеличением его давления. Большие отношения давлений достигаются увеличением начального давления p_0^* , так как противодействие p_2 выбирается в зависимости от давления среды, в которую выбрасывается газ, или в зависимости от давления на входе в рулевые сопла двигателя, если газ после турбины поступает в сопла, или в зависимости от давления в баке, если газ используется для наддува бака.

Давление на выходе из автономной турбины сравнительно невелико $p_2 = (0,2 \dots 0,5)$ МПа, поэтому при высоком давлении газа на входе автономная турбина имеет большую степень понижения давления π_T^* , обычно $\pi_T^* = (15 \dots 50)$. Увеличение π_T^* более 40 нецелесообразно, так как приводит к росту изоэнтропической работы, но из-за падения КПД турбины с ростом π_T^* (уменьшением отношения u/c_s) удельная работа турбины L_T повышается медленно. Обычно начальное давление перед турбиной составляет $(3 \dots 10)$ МПа. Степень понижения давления при этом достигает $(15 \dots 50)$. Следовательно, автономным турбинам ЖРД соответствуют высокие степени понижения давления и их часто называют высокоперепадными турбинами [8, 15, 16]. Это одна из особенностей таких турбин.

Физические константы и температура рабочего тела турбины R , k и T_0^* определяются продуктами газогенерации – продуктами на выходе из газогенератора. Значение комплекса RT_0^* желательно иметь максимально возможным. Чем больше комплекс RT_0^* , тем больше коэффициент окружной работы и тем меньше расход рабочего тела.

Температурой газа перед турбиной T_0^* задаются, исходя из условия надежности турбины и выбранных материалов. Заданную температуру обеспечивают соответствующим режимом работы газогенератора, т.е. определенным соотношением компонентов топлива. Следовательно, задавая температуру, устанавливают физические константы генераторного газа (R , k). Из формул (2.1) ... (2.3) следует, что чем большую температуру перед турбиной можно допустить, тем меньше может быть давление перед ней. Определяющим соображением при выборе температуры перед турбиной является надежность конструктивных элементов, работающих при высокой температуре. В ЖРД используются неохлаждаемые турбины. Поэтому для неохлаждаемых турбин, как правило, допускается температура для восстановительного газа $T_0^* = (1000 \dots 1200) K$, а для окислительного газа $T_0^* \leq 800 K$, так как окислительный газ отрицательно влияет на металлические конструкции.

В автономных турбинах чаще применяется восстановительный газ, т.е. газогенератор работает на избытке горючего, так как произведение RT_0^* для такого газа больше, чем соответствующая величина для окислительного газа. В автономных турбинах ЖРД удельная работа L_T составляет $(400 \dots 800)$ кДж/кг.

Таким образом, автономная турбина является малорасходной, с большой степенью понижения давления π_T^* . Насосы в системе питания с автономной турбиной должны обладать высоким КПД, так как уменьшение КПД увеличивает затрачиваемую мощность на их привод и соответственно расход газа через турбину. Относительный расход газа на автономную турбину (отношение расхода через турбину к общему расходу компонентов) зависит от тяги двигателя и давления в камере сгорания и составляет

(2...6)%. Примерно настолько же падает удельный импульс двигателя с автономной турбиной.

Из соображений простоты конструкции и уменьшения массы автономные турбины выполняют одноступенчатыми или двухступенчатыми. *При значительном понижении давления скорость течения газа становится сверхзвуковой. Сверхзвуковая скорость течения также является особенностью автономных турбин ТНА ЖРД.*

Автономные турбины ТНА ЖРД часто выполняют с подводом газа к венцу рабочего колеса не по всей окружности, а по ее частям, что является еще одной особенностью. При малом расходе газа подвести газ к рабочему колесу по всей окружности можно лишь при малой высоте сопловых каналов и рабочих лопаток. Опыт показал, что при малой высоте лопаток резко падает КПД турбины. При заданной оптимальной высоте сопла, при небольших расходах рабочего тела сопла приходится располагать не по всей окружности, а по ее части – в виде сегментов или отдельных каналов. Такой способ подвода газа называется парциальным. *Наличие парциального подвода характерно для многих автономных турбин ТНА ЖРД.*

Парциальную турбину выполняют активной, так как при парциальном подводе вследствие растекания газа и перетекания его со входа в рабочее колесо на выход по дуге, не занятой соплами, невозможно поддерживать перепад давлений, необходимый для обеспечения реактивности колеса, и с введением реактивности увеличивают потери на перетекание. *Автономную турбину ТНА ЖРД всегда выполняют активной, даже в случае подвода газа по всей окружности, вследствие того, что для активных турбин характерны высокие коэффициенты работы \bar{L}_T (см. раздел 2.3).*

2.2 Предкамерные турбины

В ЖРД с дожиганием газ из турбины поступает в камеру. Поэтому для предкамерных турбин заданными параметрами, определяемыми параметрами двигателя, являются давление на выходе из турбины p_2 и расход газа через турбину при выбранной температуре газа перед турбиной T_0^* .

При применении системы питания с предкамерной турбиной полностью исключается снижение удельного импульса ЖРД из-за затраты топлива на питание турбины. Особенно большое преимущество имеет схема с предкамерной турбиной при высоких давлениях в камере сгорания (выше (9...11) МПа).

В схеме с предкамерной турбиной при заданном давлении в камере сгорания давление перед турбиной определяется из условия баланса (равенства) мощности, потребляемой насосами, и мощности турбины при выбранной температуре газа перед турбиной. *Так как через предкамерную турбину проходит большое количество газа, то она является большерасходной.* При большом расходе газа для создания требуемой мощности необходима небольшая степень понижения давления на турбине. Поэтому предкамерная турбина является турбиной с низкой степенью понижения давления:

$\pi_T^* = p_0^* / p_2 = (1,2...1,8)$, т. е. давление перед предкамерной турбиной p_0^* только на (20...80)% превышает давления за турбиной p_2 . *Предкамерные турбины часто называют низкоперепадными турбинами [8, 15,16].* Давление перед турбиной может достигать несколько десятков МПа.

Таким образом, предкамерным турбинам ЖРД соответствуют низкие степени понижения давления (дозвуковые скорости течения газа) и большие расходы газа.

Параметры этих турбин весьма существенно отличаются от параметров автономных турбин.

Расход газа через предкамерную турбину при известной температуре перед турбиной является заданным. Расход компонента, пропускаемого полностью через турбину, определяется тягой и массовым соотношением компонентов в камере, а расход добавляемого компонента определяется массовым соотношением компонентов в газогенераторе, т.е. в конечном счете температурой перед турбиной.

Желательно иметь меньшее давление и температуру перед предкамерной турбиной, так как наличие газогенератора и трубопроводов высокого давления при высокой температуре газа снижает надежность ЖРД и увеличивает его массу. КПД насосов и турбины, не влияя на удельный импульс ЖРД с предкамерной турбиной, оказывает влияние на массу и надежность двигательной установки. Чем меньше КПД насосов и турбины, тем больше должны быть давление и температура газа перед турбиной (в газогенераторе), чтобы обеспечить баланс мощностей ТНА. Поэтому высокие КПД насосов и турбины совершенно обязательны для ЖРД с дожиганием.

Ввиду большого расхода газа через турбину удельная работа турбины невелика: $L_T = N_T / \dot{m}_T = L_s^* \eta_T$, - и коэффициент работы турбины $\bar{L}_T = L_T / u^2$ мал (он значительно меньше, чем у автономных турбин).

Таким образом предкамерные турбины должны иметь высокий КПД при минимальной массе, достаточной надежности и простоте конструкции. *Для повышения КПД предкамерные турбины желательно выполнять реактивными турбинами (см. раздел 2.3) со степенью реактивности до (0,2...0,3).* Однако для уменьшения осевой силы при проектировании предкамерных турбин задают как можно более низкую степень реактивности или их выполняют активными турбинами.

2.3 Области рационального применения различных типов турбин

2.3.1 Одноступенчатые турбины

Для определения области эффективной организации рабочего процесса в одноступенчатых автономных и предкамерных турбинах ТНА ЖРД проанализируем расчетные зависимости окружного КПД η_u и коэффициента окружной работы \bar{L}_u от u/c_s для одноступенчатых турбин с различной степенью реактивности ρ_T [1, 2, 3], представленные на рисунках 2.1, 2.2.

Первоначально выделим рабочие области значений отношения u/c_s , характерных для автономных и предкамерных турбин. В автономных турбинах ЖРД с целью уменьшения расхода газа стремятся обеспечить большие значения удельной работы турбины $L_T \rightarrow \max$. При ограниченной окружной скорости этому требованию соответствует отношение $u/c_s = (0,05...0,3)$.

Предкамерным турбинам ЖРД в связи с большими расходами рабочего тела соответствует малые удельные работы. Поэтому эти турбины имеют большие значения отношения u/c_s , превышающие 0,5.

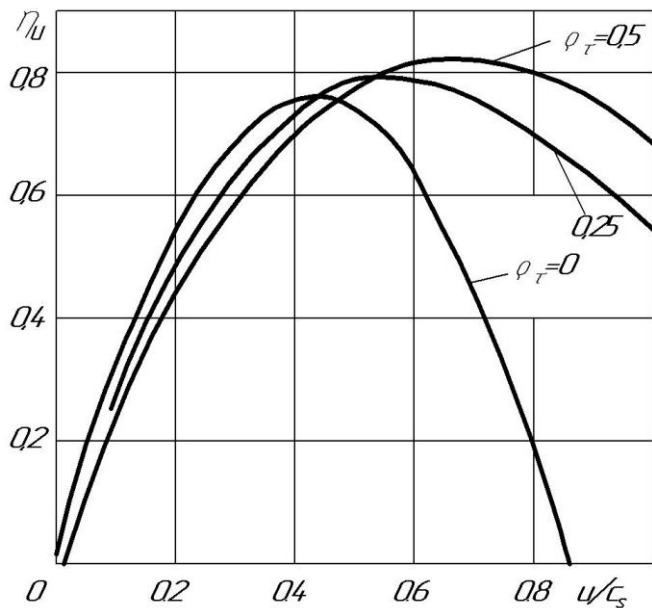


Рисунок 2.1 Зависимость окружного КПД η_u от u/c_s для одноступенчатых турбин с различной степенью реактивности ρ_T ($\alpha_1 = 24^\circ$)

Из рисунков 2.1, 2.2 видно, что при малых значениях $u/c_s \leq 0,45$ активная одноступенчатая турбина имеет большие значения окружного КПД η_u и коэффициента окружной работы \bar{L}_u , чем реактивные одноступенчатые турбины. Поэтому в автономных турбинах ТНА ЖРД применяют активные ступени турбины.

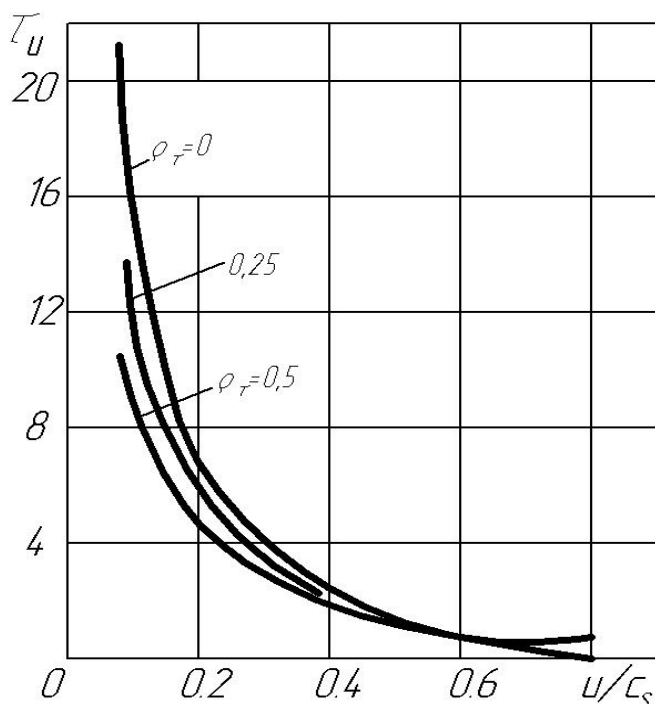


Рисунок 2.2 Зависимость коэффициента окружной работы \bar{L}_u от u/c_s для одноступенчатых турбин с различной степенью реактивности ρ_T ($\alpha_1 = 24^\circ$)

Для предкамерных турбин ТНА ЖРД, для которых характерные значения u/c_s более 0,5, эффективно использовать реактивные ступени турбины. Реактивные ступени турбины имеют при больших значениях u/c_s значения окружного КПД η_u и коэффициента окружной работы, превышающие значения для активных турбин.

Однако иногда для уменьшения осевого усилия предкамерные турбины выполняют активными. В этом случае для повышения значений окружного КПД η_u и коэффициента окружной работы \bar{L}_u отношение u/c_s уменьшают путем уменьшения окружной скорости (уменьшения среднего диаметра турбины D_{cp} при $\omega = \text{const}$).

На рисунке 2.3 показаны схемы проточной части и изменение параметров рабочего тела по длине проточной части для активной (а) и реактивной ступеней (б) турбины.

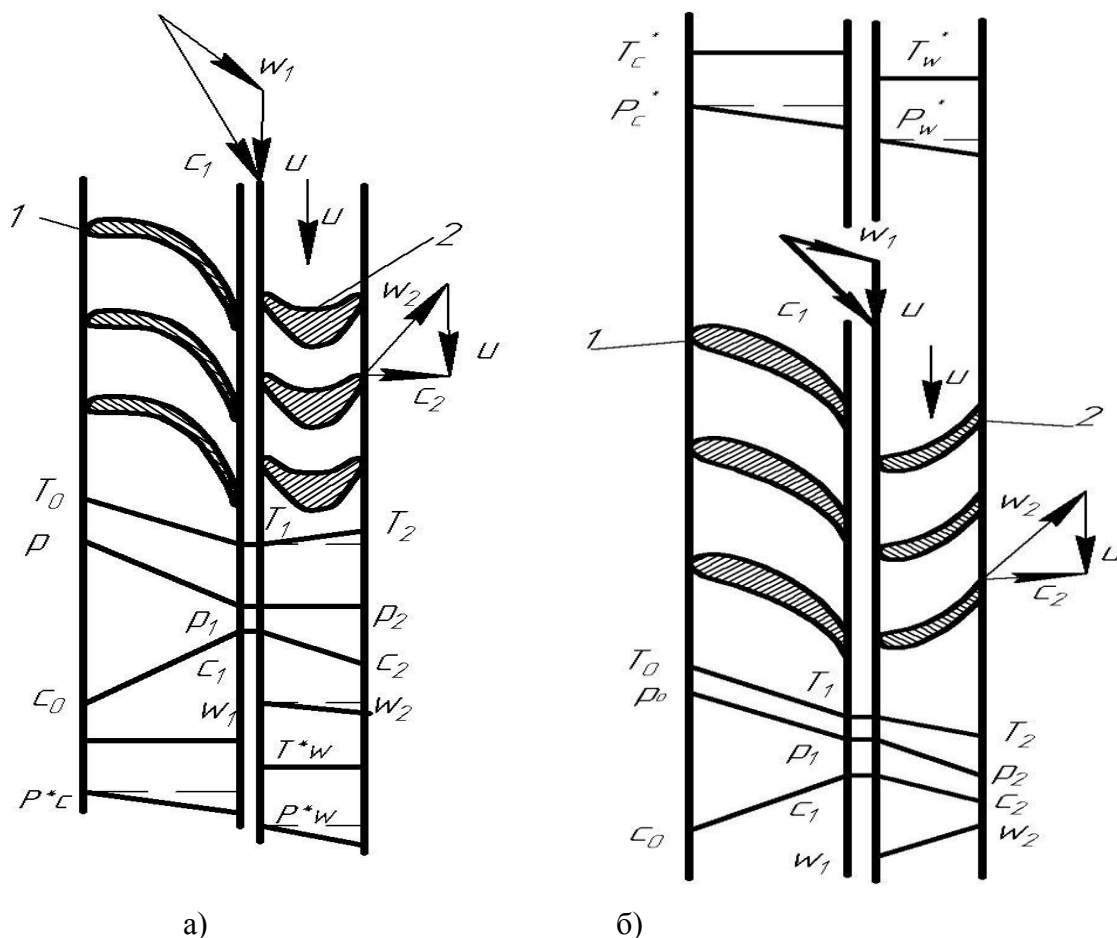


Рисунок 2.3 Развертка цилиндрического сечения проточной части активной (а) и реактивной ступеней (б) турбины и изменение параметров рабочего тела по длине проточной части ступени

2.3.2 Многоступенчатые турбины

В системах питания ЖРД число ступеней лопаточных машин не превышает трех. Это связано с высокими угловыми скоростями лопаточных машин ЖРД и с требованиями ограничения массы.

Для ЖРД малых и средних мощностей $N_T \leq (1500 \dots 2000)$ кВт применение многоступенчатых турбин в агрегатах подачи топлива не является характерным [8]. Это объясняется тем, что влияние КПД 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 трудоемкость в доводке являются решающими.

В ЖРД большой мощности $N_T \geq (1800 \dots 2000)$ кВт влияние КПД турбины в общем балансе факторов, определяющих экономичность, резко возрастает [8]. При больших

объемных расходах условия бескавитационной работы насосов и рост размеров насосов требует снижения числа оборотов ТНА. В этом случае увеличение КПД турбины в зоне малых u/c_s может быть достигнуто применением различных типов многоступенчатых турбин: реактивных многоступенчатых турбин, активных многоступенчатых турбин со ступенями давления и со ступенями скорости.

а) Реактивная многоступенчатая турбина со ступенями давления

Многоступенчатая реактивная турбина представляет собой ряд последовательно установленных реактивных ступеней. На рисунке 2.4 [1] схематично показано меридиональное сечение трехступенчатой турбины и дана развертка цилиндрического сечения, выявляющего форму лопаток. Над меридиональным сечением показано изменение давления и скорости по длине проточной части турбины.

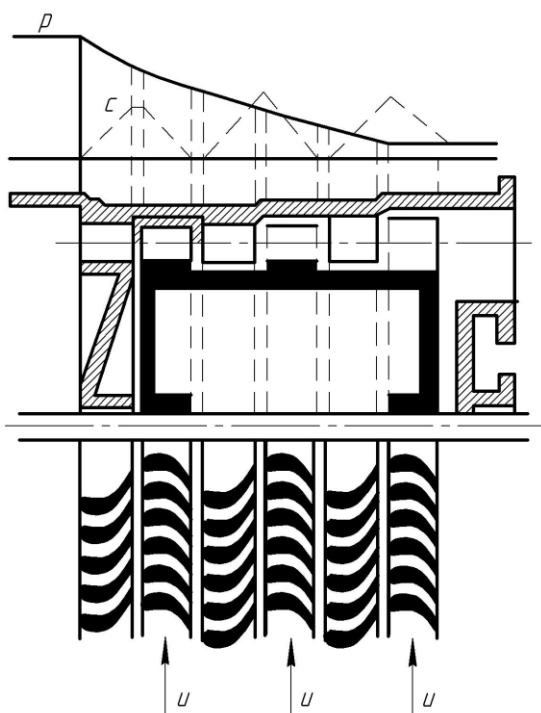


Рисунок 2.4 – Конструктивная схема трехступенчатой реактивной турбины

Общий перепад давлений делится между ступенями. В каждой ступени можно обеспечить сравнительно небольшие скорости газа в проточной части. Это уменьшает гидравлические потери и позволяет получить высокий КПД. В соответствии со степенью реактивности изменяется относительная скорость в каналах рабочего колеса. Высокий КПД является основным преимуществом таких турбин. Выходная кинетическая энергия первой и промежуточных ступеней используется в последующих ступенях. Энергия, подсчитанная по выходной скорости последней ступени, представляет собой потери с выходной скоростью.

Гидравлические потери ступени, переходя в теплоту, повышают температуру перед последующей ступенью, таким образом располагаемая работа расширения последующей ступени увеличивается (за счет возврата энергии в виде теплоты). Возможность частичного использования потерь предыдущих ступеней в последующих является преимуществом многоступенчатых реактивных турбин.

При большем числе ступеней многоступенчатая реактивная турбина позволяет получить большую окружную работу в области малых значений отношений u/c_s , что необходимо для турбин ЖРД или при применении рабочего тела с большим содержанием водорода (большая газовая постоянная и, следовательно, большая изоэнтальпическая скорость потока газа). Однако увеличение числа ступеней усложняет конструкцию и увеличивает массу турбины, что нежелательно. Помимо этого, многоступенчатой реактивной турбине соответствует большее осевое усилие, действующее на ротор.

Условием максимального КПД каждой ступени такой турбины является достижение равенства $(u_{cp}/c_1)_{opt} = \cos \alpha_1$. Однако из-за ограничений оборотов кавитационными свойствами насосов выдерживание оптимальной величины нагрузки ступеней не всегда возможно для диапазона практически используемых углов выхода из сопловых аппаратов.

Большой интерес для использования в ТНА ЖРД представляют многоступенчатые активные турбины. Их подразделяют на два вида: активные турбины со ступенями давления и со ступенями скорости.

б) Активная многоступенчатая турбина со ступенями давления

На рисунке 2.5 [1] приведена схема активной турбины с двумя ступенями давления. Такая турбина образована последовательным сочетанием двух активных ступеней. В сопловом аппарате каждой ступени происходит понижение давления и увеличение скорости потока газа.

КПД такой турбины может быть выше КПД одноступенчатой турбины, так как скорости в проточной части двухступенчатой турбины будут меньше. Использование выходной скорости первой ступени также повышает КПД турбины. Гидравлические потери в активной турбине со ступенями давления будут больше, чем в реактивной турбине, рассчитанной на ту же степень понижения давления, так как в реактивной турбине скорости будут меньше. В активных ступенях давления рабочее колесо не испытывает большего осевого усилия. Конструкция двухступенчатой турбины сложнее конструкции одноступенчатой активной турбины. Кроме того, двухступенчатая турбина имеет большую массу. Недостатком таких турбин является возможность утечки между ступенями.

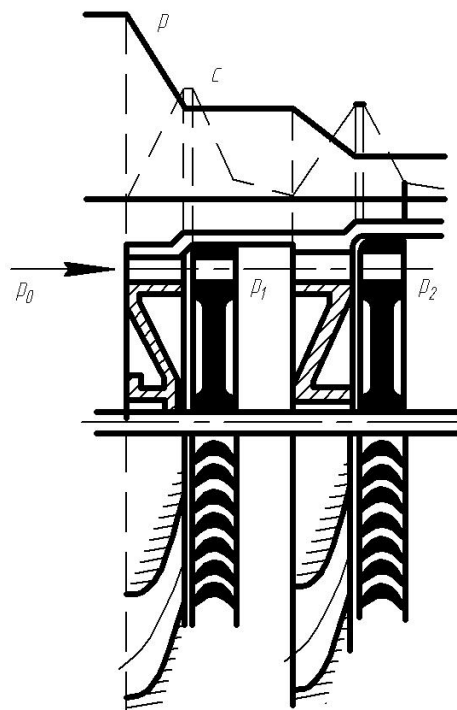


Рисунок 2.5 - Конструктивная схема активной турбины с двумя ступенями давления

Условие максимального КПД каждой из ступеней такой турбины выражается формулой $(u_{cp} / c_1)_{opt} = \cos \alpha_1 / 2$.

в) Активная многоступенчатая турбина со ступенями скорости

Конструктивная схема активной турбины с двумя ступенями скорости приведена на рисунке 2.6 [1]. Расширение газа и падение давления происходит только в сопловом аппарате первой ступени. После рабочих лопаток первой ступени установлены неподвижные лопатки соплового аппарата второй ступени, изменяющего лишь направление потока газа так, чтобы он обтекал с благоприятными углами атаки следующий ряд рабочих лопаток. Оба ряда рабочих решеток для облегчения конструкции турбины обычно бывают укреплены на ободе одного диска (см. рисунок 2.6). Все решетки активной турбины со ступенями скорости, кроме решетки соплового аппарата первой ступени, активного действия ($\beta_{1I} = \beta_{2I}, \beta_{1II} = \beta_{2II}$).

Во второй ступени используется кинетическая энергия газа, выходящего из первой ступени. Гидравлические потери в такой турбине велики, так как скорости течения газа по решеткам велики. Потери с выходной скоростью снижаются по сравнению с потерями в одноступенчатой турбине.

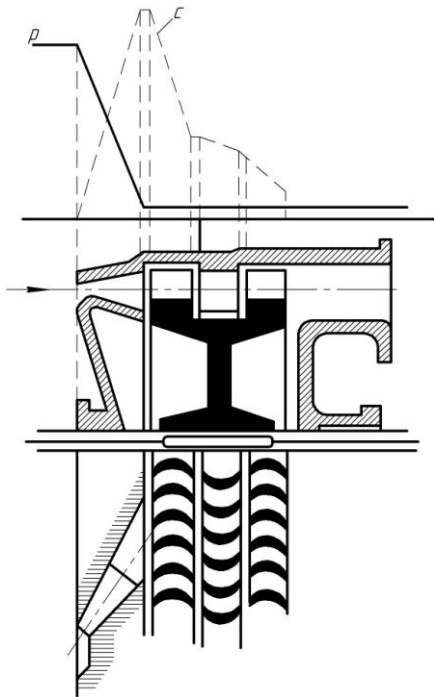


Рисунок 2.6 - Конструктивная схема активной турбины с двумя ступенями скорости

Максимальный КПД турбины получается при осевом выходе газа в абсолютном движении из рабочих лопаток последней ступени (т.е. для двухступенчатой турбины $\alpha_{2II} = 90^\circ$, а $c_{2II} = c_{2aII} = c_{2min}$).

Максимальный КПД турбины обеспечивается при $(u_{cp}/c_1)_{opt} = \cos \alpha_1 / 2z$, где z – число ступеней. Турбины такого типа в ЖРД часто используются в парциальном исполнении.

На рисунках (2.7-2.9) приведены расчетные зависимости окружного КПД и коэффициента окружной работы, коэффициента работы турбины соответственно от u/c_1 и u/c_s для одноступенчатой, двухступенчатой и трехступенчатой активных турбин со ступенями скорости [1]. Из рисунков видно, что оптимальные значения окружного КПД по u/c_1 с увеличением числа ступеней сдвигаются влево. Активная двухступенчатая турбина со ступенями скорости широко применяется в ЖРД открытых схем в диапазоне низких величин $u_{cp}/c_s \approx 0,20 \div 0,25$.

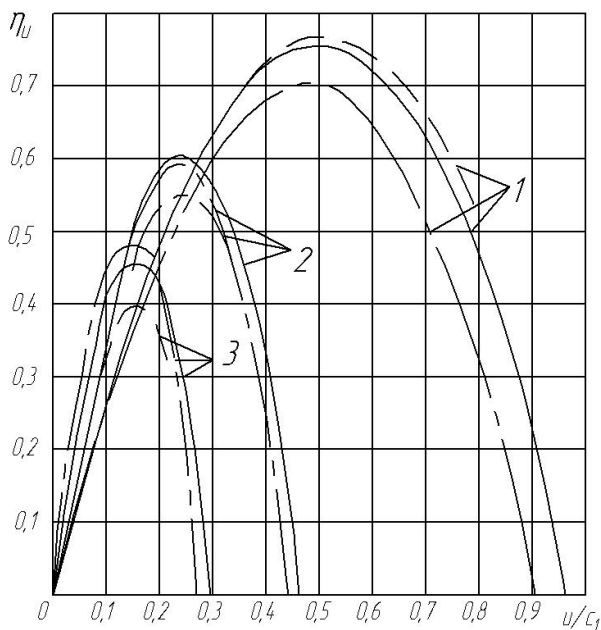


Рисунок 2.7 - Зависимость окружного КПД η_u от u/c_1 для активных турбин с различным числом ступеней скорости: 1- одноступенчатая турбина; 2- турбина с двумя ступенями; 3- турбина с тремя ступенями;

----- $\alpha_{1I} = 10^\circ$; - - - - - $\alpha_{1I} = 17^\circ$; $\alpha_{1I} = 25^\circ$

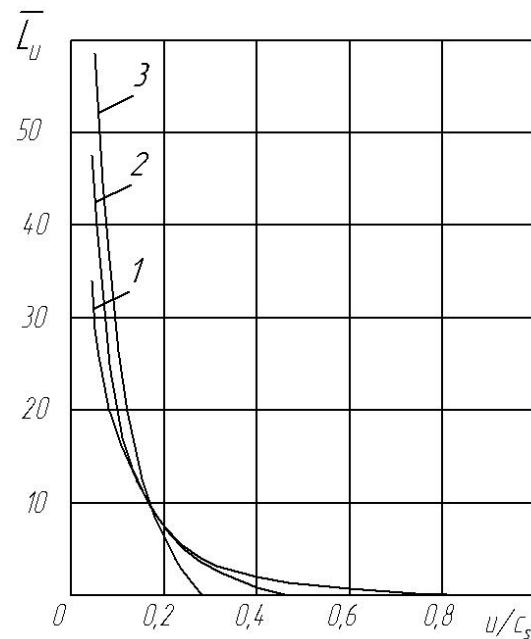


Рисунок 2.8 - Зависимость коэффициента окружной работы $\bar{L}_u = L_u/u^2$ от отношения скоростей u/c_s для активных турбин с различным числом ступеней скорости: 1- одноступенчатая турбина; 2- турбина с двумя ступенями; 3- турбина с тремя ступенями

С увеличением числа ступеней следует большим выбирать угол потока газа на выходе из соплового аппарата первой ступени α_{1I} . Это объясняется тем, что доля потерь с выходной скоростью, определяемой осевой составляющей скорости, зависящей от этого угла снижается с увеличением числа ступеней, а изгиб профиля уменьшается с увеличением угла α_{1I} , следовательно, значение коэффициента скорости растет, что особенно заметно в многоступенчатых турбинах.

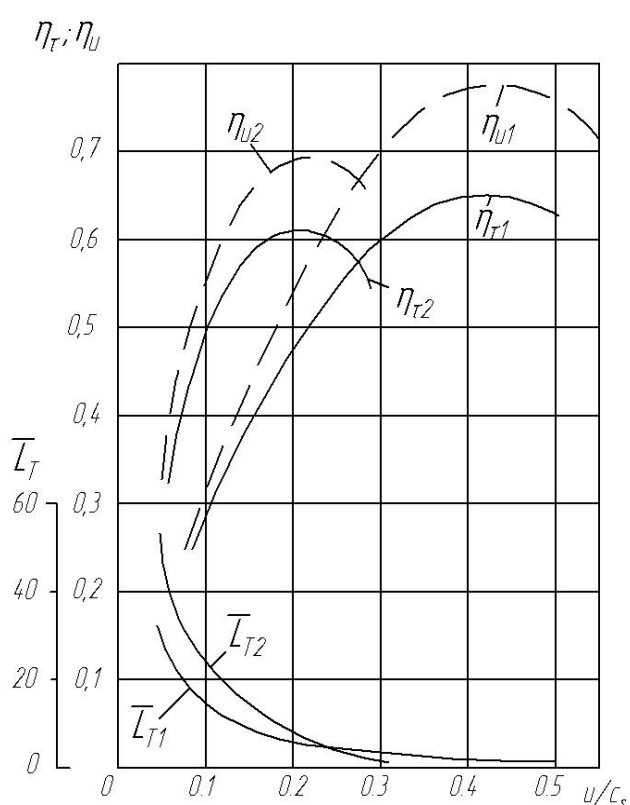


Рисунок 2.9 - Зависимость окружного КПД η_u , КПД турбины η_T и коэффициента турбины $\bar{L}_T = L_T/u^2$ от u/c_s для одноступенчатой активной турбины (индекс 1) и двухступенчатой активной турбины (индекс 2) со ступенями скорости при $n_{sT}=48$

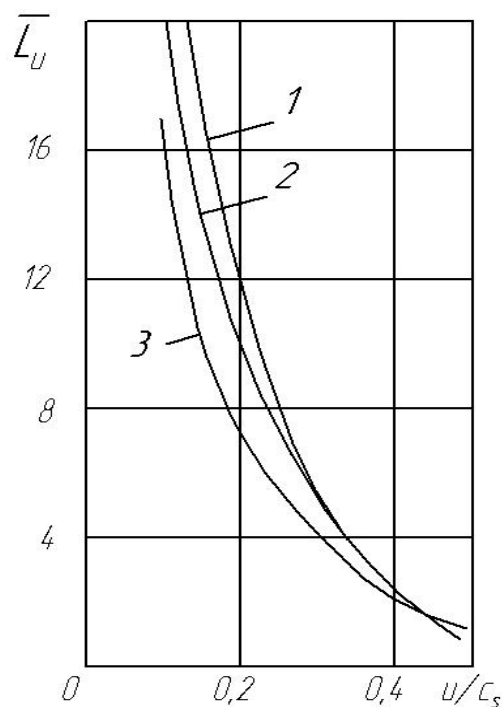


Рисунок 2.10 - Зависимость коэффициента окружной работы \bar{L}_u от u/c_s для двухступенчатых турбин 1 - активная турбина со ступенями скорости; 2 - активная турбина со ступенями давления; 3 - реактивная турбина (степень реактивности $\rho_T = 0,5$)

В области малых значений u/c_s , т.е. в области рабочих режимов автономных турбин ТНА ЖРД, значения коэффициентов окружной работы для многоступенчатых турбин со ступенями скорости значительно превышают значения коэффициентов работы для одноступенчатой активной турбины. Это превышение возрастает с увеличением числа ступеней. Однако из соображений минимального усложнения конструкции и минимального увеличения массы число ступеней обычно не делают больше двух.

По зависимости, приведенной на рисунке 2.10, можно сравнить коэффициенты окружной работы рассмотренных выше различных типов двухступенчатых турбин. При малых значениях u / c_s , свойственных автономным турбинам, преимущество имеют турбины со ступенями скорости, поэтому этот тип двухступенчатой турбины нашел применение в ТНА открытых схем ЖРД.

Таким образом, можно рекомендовать следующие области эффективного использования турбин, обеспечивающих достижение максимальных значений КПД турбины:

- для одноступенчатой активной турбины в области $u / c_s = (0,2 \dots 0,45)$;
- для двухступенчатой активной турбины в области u / c_s менее 0,2;
- для одноступенчатой реактивной турбины в области u / c_s более 0,5.

3 Выбор и обоснование конструктивной схемы ТНА

При выборе конструктивной схемы ТНА необходимо определиться с вариантом схемы ТНА по кинематике вращения ротора, расположением насоса горючего, насоса окислителя и турбины относительно друг друга, типом входных патрубков насосов, количеством входов насосов.

3.1 Конструктивные схемы ТНА

Конструктивные схемы ТНА ЖРД, отражающие всю область концепций их конструкций, многообразны и подробно рассмотрены и представлены в [8-10].

По кинематике вращения ротора выделяются пять типов конструктивных схем ТНА: однороторные, редукторные, отдельные и многороторные схемы ТНА, а также схемы ТНА с двухкаскадными насосами. Некоторые конструктивные схемы данных типов ТНА показаны на рисунке 3.1.

Однороторные ТНА, как наиболее простые по конструкции и надежные в работе, получили наибольшее распространение (рисунок 3.1 а, б, в, г) [8]. Турбины и насосы в однороторной схеме располагаются на одном валу, вращаются с одинаковой угловой скоростью и их оси совпадают.

Редукторные схемы ТНА позволяют получать различные, оптимальные для турбины и каждого из насосов скорости вращения. В таких схемах насос окислителя (как наиболее склонный к кавитации) или оба насоса приводятся во вращение через редуктор, снижающий скорость вращения насоса (или насосов) по сравнению со скоростью турбины (рисунок 3.1 д). Благодаря этому обеспечивается безкавитационная работа насосов при снижении диаметральных габаритов и массы ТНА.

Двухкаскадные насосы (рисунок 3.1 е) являются результатом дальнейшего усовершенствования ТНА. В таких схемах перед основным центробежным насосом и шнекоцентробежным насосом (каскад II высокого напора) устанавливается осевая ступень или шнекоцентробежный насос на второй соосный вал, вращающийся с меньшей скоростью с помощью гидравлического, газового или механического привода (каскад I низкого напора). Благодаря разделению преднасоса и основного насоса на два каскада, при реализации угловых скоростей вращения каскадов $\omega_I \ll \omega_{II}$ существенно ослаблено ограничение по давлению на входе в насос, наиболее полно используются антикавитационные и энергетические качества обоих каскадов, а ТНА получается компактным и легким.

Отдельные ТНА представляют отдельные ТНА (рисунок 3.1 а) для каждого компонента. В такой схеме ТНА каждый насос приводится во вращение своей турбиной, что позволяет обеспечить более благоприятные условия работы каждой турбины.

Отдельные ТНА целесообразны для двигателей очень больших тяг (порядка 10 МН). Для таких двигателей отдельная схема ТНА облегчает подвод топлива и регулирование подачи компонентов, упрощает конструкцию ТНА и снижает массу двигателя, но требует постановки двух регуляторов скорости вращения, так как между роторами отсутствует жесткая связь. Отдельные ТНА целесообразны и для водородных двигателей, у которых разница в максимально допустимой скорости вращения насосов окислителя и горючего особенно велика.

Отдельные ТНА применяются также в двигателях со схемой дожигания «газ-газ» (примером такого двигателя является RL-20P [8]). Эта схема позволяет реализовать более высокие давления в камере сгорания. Для газификации компонентов используются два газогенератора, один из которых работает при избытке окислителя, а другой – горючего. Поэтому для осуществления схемы «газ-газ» целесообразно иметь две предкамерные турбины.

Примером дальнейшего развития схем отдельных ТНА является использование бустерного ТНА и основного ТНА. Простейшая схема каждого из отдельных ТНА может быть представлена (рисунок 3.1 а). Поэтому иногда отдельная схема не выделяется как самостоятельный тип схемы, а рассматривается как отдельный ТНА.

Дальнейшее развитие отдельных ТНА характеризуется переходом к более сложным многороторным схемам.

Многороторные схемы ТНА (рисунок 3.1 ж) представляют возможность воспользоваться преимуществами схем с двухкаскадными насосами и отдельных ТНА, являясь по существу комбинацией этих двух схем. По аналогии с многороторными авиационными газотурбинными двигателями выделяют двух- (рисунок 3.1 ж) и трехроторные схемы ТНА. В таких схемах роторы обычно соосны.

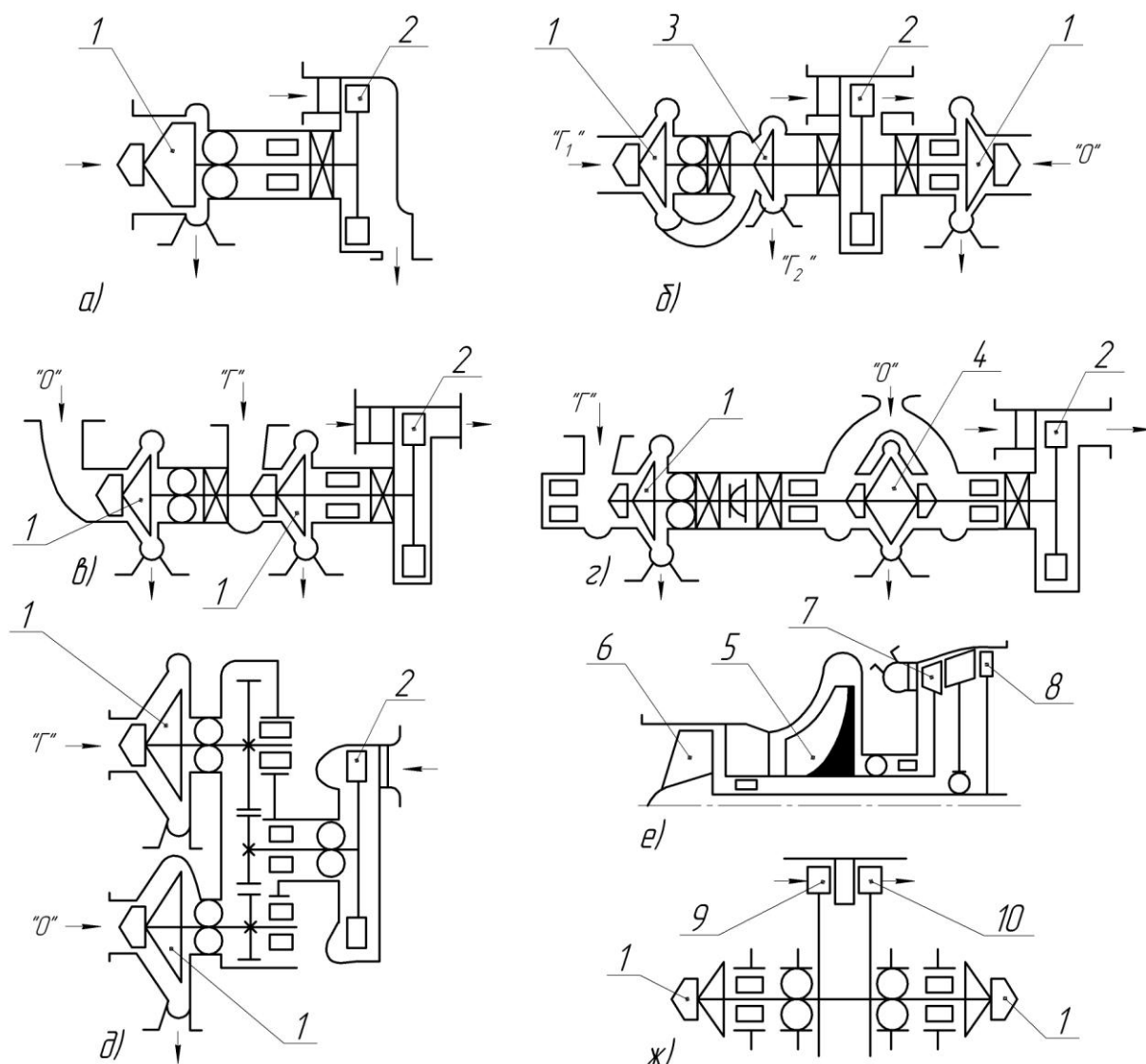


Рисунок 3.1 - Конструктивные схемы ТНА: 1- шнекоцентробежный насос; 2 – турбина; 3 – вторая ступень насоса; 4 –насос с двумя входами; 5 – центробежное рабочее колесо; 6 – предвключенное осевое колесо (шнек); 7 – основная турбина; 8 – дополнительная турбина; 9 – турбина высокого давления; 10 – турбина низкого давления

3.2 Влияние конструктивной схемы ТНА на угловую скорость вала турбины

Конструктивная схема ТНА: расположение насосов и турбины на валу и относительно друг друга, количество входов насосов (насоса), тип входного устройства насосов (насоса) ТНА, - в существенной степени будет определять величину угловой скорости вращения вала турбины, которую необходимо вычислить на стадии уточнения исходных данных. Целесообразно выбирать максимально возможную угловую скорость вращения вала турбины, поскольку повышение угловой скорости вала ТНА приводит к уменьшению габаритов и массы ТНА.

Угловая скорость вала турбины определяется из условия безкавитационной работы насосов (насоса) ТНА, расположенных (расположенного) на том же валу.

Как правило, величину угловой скорости при прочих равных условиях определяет насос окислителя, имеющий больший объемный расход рабочего тела, чем насос горючего.

Максимально допустимая величина угловой скорости вращения вала ТНА ω_{\max} вычисляется из условия бескавитационной работы насосов (насоса) из соотношения [1-3, 11, 12]:

$$\omega_{\max} = \frac{(C_{CPB})_{\max} (\Delta p_{CPB}^* / \rho)^{3/4}}{298 \cdot \dot{V}^{1/2}},$$

где $(C_{CPB})_{\max}$ - максимально допустимая величина кавитационного коэффициента быстроходности; \dot{V} -- объемный расход компонента топлива, м³/с; Δp_{CPB}^* - допустимое кавитационное падение полного давления на входе в насос, Па; ρ - плотность компонента топлива, кг/м³; размерность ω_{\max} в выражении с⁻¹.

Угловая скорость вала турбины ТНА будет зависеть от выбранной схемы турбонасосного агрегата, количества входов насосов (насоса), типа входного устройства насосов (насоса) ТНА.

Для повышения угловой скорости вала ТНА с целью уменьшения габаритов и массы ТНА от насоса, лимитирующего угловую скорость вращения (как правило, насоса окислителя), требуется более высокие антикавитационные качества насоса. Поэтому, при проектировании насоса необходимо стремиться обеспечить возможно более высокое значение максимально допустимой величины кавитационного коэффициента быстроходности $(C_{CPB})_{\max}$: чем лучше антикавитационные качества насоса, тем большее значение имеет кавитационный коэффициент быстроходности. Обычно для центробежных насосов $(C_{CPB})_{\max} = (800 \dots 1500)$, для шнекоцентробежных насосов $(C_{CPB})_{\max} = (3000 \dots 5000)$, поэтому для обеспечения высоких антикавитационных свойств насоса перспективно использовать шнекоцентробежные насосы. Для увеличения $(C_{CPB})_{\max}$ надо стремиться к применению осевого подвода и к уменьшению диаметра втулки шнека. С этой точки зрения целесообразно в ТНА располагать насос консольно. Подвод будет осевым, а диаметр втулки шнека будет минимальным, так как вал шнека не передает значительных крутящих моментов и его диаметр определяется из конструктивных соображений. Если невозможно расположить насос консольно, то радиальный подвод жидкости к насосу окислителя следует осуществлять со стороны насоса горючего. В этом случае вал шнека насоса окислителя передает только крутящий момент, соответствующий мощности насоса горючего. Если бы подвод осуществлялся со стороны турбины, то момент, передаваемый валом шнека насоса окислителя, увеличился бы на величину момента, соответствующего мощности насоса окислителя.

Если габариты и масса ТНА окажутся недопустимыми, то для их уменьшения следует увеличить угловую скорость вала ТНА. С этой целью следует оценить

целесообразность применения центробежного колеса с двусторонним входом в насосе окислителя.

В насосе окислителя с двусторонним входом (рисунок 3.1 г) наибольший диаметр втулки должен иметь шнек, расположенный ближе к турбине. Если насосы окислителя и горючего расположены по одну сторону от турбины (рисунок 3.1 г), то вал шнека передает мощность, равную суммарной мощности насосов (мощности турбины). Если же насосы расположены по разные стороны от турбины и шнек каждого насоса направлен в сторону турбины, то через вал каждого шнека передается мощность соответствующего насоса; подвод к обоим шнекам радиальный.

При расчете максимально допустимой величины угловой скорости вращения вала насоса с двусторонним входом используется половина объемного расхода, проходящего через данный насос. Как правило, диаметр втулок обоих шнеков насоса с двусторонним входом делают одинаковыми.

4 Расчет угловой скорости вала ТНА

4.1 Методика расчета угловой скорости вала турбины

Угловая скорость вала турбины определяется из условия бескавитационной работы насосов (насоса) ТНА, расположенных (расположенного) на том же валу.

Последовательность расчета угловой скорости вала турбины включает следующие стадии выбора и расчета параметров ТНА.

1. Выбор конструктивной схемы ТНА: количество насосов, расположенных на том же валу, что и турбина, расположение насосов и турбины относительно друг друга, количества входов насосов, тип и расположение входных устройств насосов.

2. Расчет параметров каждого насоса ТНА, расположенного на том же валу, что и турбина [1-3, 11, 12]: объемный расход компонента топлива, потребный напор насоса, кавитационный запас по давлению на входе в насос, допустимое кавитационное падение полного давления, мощность для привода насоса.

2.1. Объемный расход компонента топлива $\dot{V} = \dot{m} / \rho$,

где \dot{m} - массовый расход компонента топлива; ρ - плотность компонента [13, 14].

2.2. Потребный напор насоса $H = \frac{P_{вых} - P_{вх}}{\rho}$.

2.3. Кавитационный запас по давлению на входе в насос выбирается, обычно, в пределах $\Delta h_{зан} = \frac{\Delta p_{зан}}{\rho} = (10 \dots 30) \frac{Дж}{кг}$. тогда $\Delta p_{зан} = \rho \Delta h_{зан}$.

2.4. Допустимое кавитационное падение полного давления на входе в насос $\Delta p_{срв}^* = p_{вх} - p_n - \Delta p_{зан}$, где p_n - давление насыщенных паров компонента топлива.

2.5. Мощность, необходимая для привода насоса $N_n = \frac{\dot{m} H}{\eta_n}$, где η_n - КПД насоса.

Рекомендуемая величина КПД насоса [11, 12] для расходов: при $\dot{m} = (30-60)$ кг/с $\eta_n \approx (0,62-0,70)$; при \dot{m} более 60 кг/с $\eta_n \approx (0,70-0,80)$; при \dot{m} менее 30 кг/с $\eta_n \approx (0,50-0,60)$.

3. Расчет коэффициента втулки шнека насоса $K_{d_{эм}}$ (в разделе рассмотрен подход с использованием шнекоцентробежного насоса) по формуле $K_{d_{эм}} = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot N_n}{\dot{V} \cdot \tau_{дон}}}$, в которой

$\tau_{дон}$ - допустимое напряжение на кручение, для высоколегированных сталей $\tau_{дон} = (1-3) \cdot 10^8$ Н/м².

По величине коэффициента втулки шнека $K_{d_{em}}$ с помощью зависимостей, представленных на рисунке 4.1 (на данном рисунке $\bar{d}_{em} = d_{em} / D_{ш}$ - отношение втулочного и периферийного диаметров шнека; $K_{d_{шорт}}$, $K_{d_{эорт}}$ - соответственно оптимальные значения коэффициентов диаметра шнека и эквивалентного диаметра шнека), находим сначала отношение втулочного и периферийного диаметров шнека \bar{d}_{em} , а затем по величине данного отношения определяем значение $(C_{CPB})_{max}$ в зависимости от типа входного устройства.

Для случая осевого подвода насоса диаметр втулки шнека будет минимальным, так как вал шнека не передает значительных крутящих моментов. Поэтому отношение втулочного и периферийного диаметров шнека выбирается из конструктивных соображений в диапазоне $\bar{d}_{em} = (0,25 - 0,45)$ [1]. В этом случае по принятой величине \bar{d}_{em} сразу, без использования коэффициента втулки шнека, с помощью рисунка 4.1 находится значение $(C_{CPB})_{max}$.

4. По формуле

$$\omega_{max} = \frac{(C_{CPB})_{max} (\Delta p_{CPB}^* / \rho)^{3/4}}{298 \cdot \dot{V}^{1/2}} \quad (4.1)$$

вычисляем максимально допустимую величину угловой скорости вращения вала каждого насоса ТНА ω_{max} .

Далее вычисляем максимальную частоту вращения вала проектируемой турбины

$$n_{max} = \frac{30 \cdot \omega_{max}}{\pi}$$

На основании полученных данных по угловой скорости вращения вала каждого насоса выбираем из них наименьшую угловую скорость, которая позволяет работать обоим насосам в бескавитационном режиме и является искомой угловой скоростью вала проектируемой турбины.

4.2 Пример расчета угловой скорости вала турбины

Рассмотрим выполнение расчета угловой скорости вала турбины на конкретном примере: в качестве конструктивной схемы ТНА выбираем схему ТНА, показанную на рисунке 3.1 в, а исходные данные для расчета параметров насосов окислителя и горючего, полученные на стадии проектирования системы топливоподдачи ЖРД [4-7], представлены в таблице 4.1. В качестве компонентов топлива для рассматриваемого ТНА используются окислитель - азотный тетраоксид (АТ) и горючее - несимметричный диметилгидразин (НДМГ). При этом следует отметить, что физические свойства компонентов топлива [13, 14] были выбраны при максимальной эксплуатационной температуре компонентов топлива: $T=323K$, создающей наихудшие условия реализации бескавитационной работы насосов.

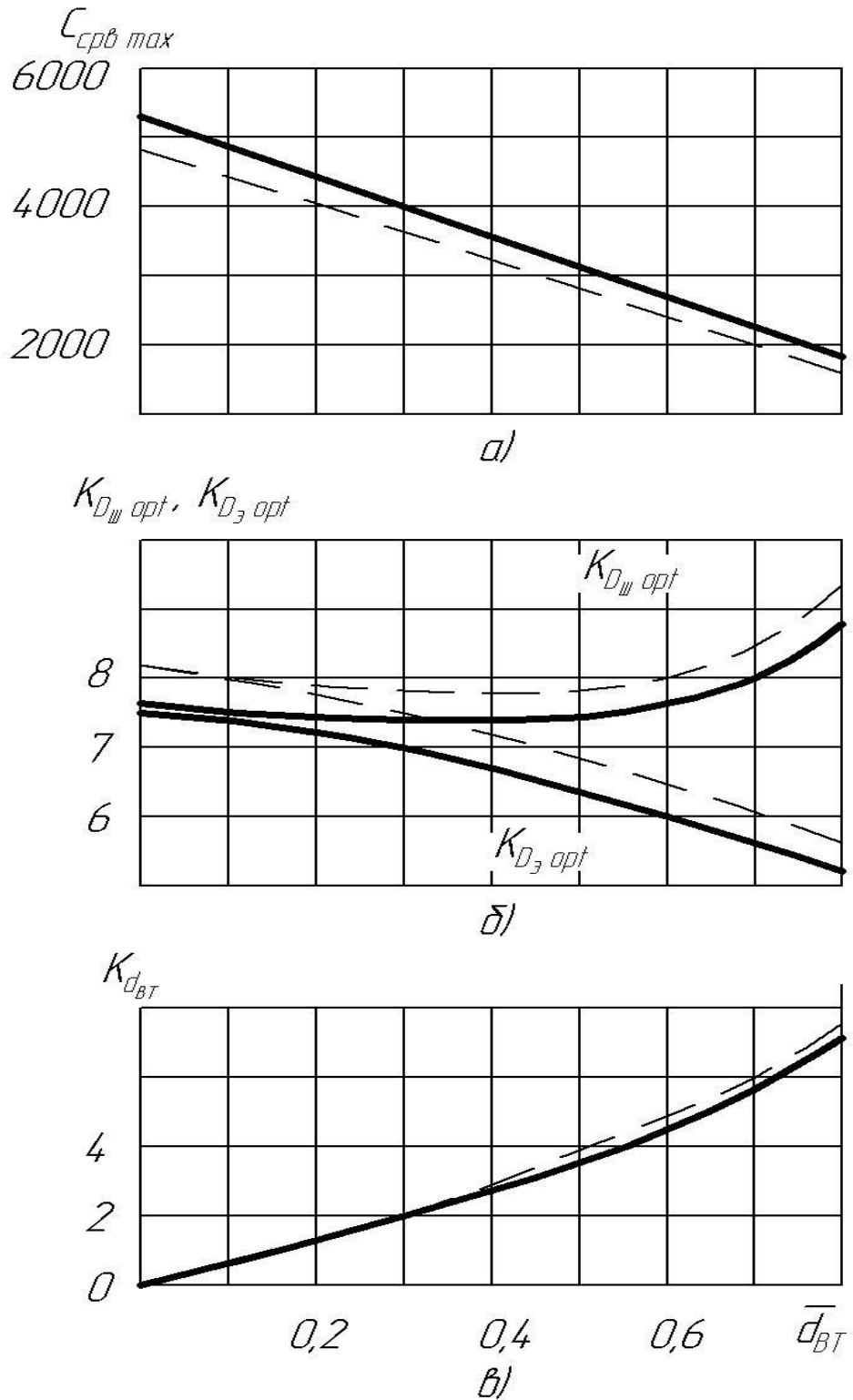


Рисунок 4.1 Зависимость максимального значения кавитационного коэффициента быстроходности шнекоцентробежного насоса ($C_{CPB \max}$) (а), оптимальных значений коэффициентов диаметра шнека $K_{d_{ш \text{ opt}}}$ и эквивалентного диаметра $K_{d_{э \text{ opt}}}$ (б) и коэффициента втулки шнека $K_{d_{em}}$ (в) от отношения втулочного и периферийного диаметров шнека $\bar{d}_{em} = d_{em} / D_{ш}$:
 ----- - осевой подвод; - - - - -
 - кольцевой, коленообразный, спиральный и полуспиральный подводы

Таблица 4.1 - Исходные данные: параметры насосов окислителя и горючего

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Параметры насоса окислителя	Параметры насоса горючего
Массовый расход	\dot{m}	кг/с	51,30	19,91
Давление на выходе из насоса	$p_{вых}$	МПа	27,28	30,43
Давление на входе в насос	$p_{вх}$	кПа	500	500
КПД насоса	η_n	-	0,70	0,65
Температура компонента на входе в насос	T	К	323	323
Плотность компонента	ρ	кг/м ³	1360	734
Давление насыщенных паров компонента	p_n	кПа	348	61

4.2.1 Выбор конструктивной схемы ТНА

Выбор конструктивной схемы ТНА следует осуществлять с учетом тех задач и особенностей, решаемых ЖРД, используемых компонентов топлива, планируемой пневмогидравлической схемы двигателя.

Краткая характеристика выбранной нами схемы ТНА. На одном валу ТНА находятся насосы окислителя и горючего и турбина. Турбина расположена консольно, по другую сторону от нее установлены насосы. Насос окислителя, который, как правило, из-за большего расхода ограничивает максимальную величину угловой скорости, расположен консольно и имеет осевое входное устройство с одним входом. Насос горючего, выполненный между турбиной и насосом окислителя, имеет кольцевое входное устройство с одним входом, расположенным со стороны насоса окислителя. Последнее позволяет увеличить диаметр втулки шнека (по сравнению с расположением входа со стороны турбины, где по валу будем передаваться крутящий момент для обоих насосов), т.к. через данное сечение вала передается лишь мощность для привода насоса окислителя.

Далее выполним расчет максимально допустимой (из условия безкавитационной работы) угловой скорости (частоты) вращения вала каждого из насосов.

4.2.2 Расчет частоты вращения вала насоса окислителя

$$1. \text{ Объемный расход окислителя } \dot{V}_{ок} = \frac{m_{ок}}{\rho_{ок}} = \frac{51,30}{1360} = 0,0377 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

2. Потребный напор насоса окислителя

$$H_{ок} = \frac{(p_{вых} - p_{вх})_{ок}}{\rho_{ок}} = \frac{27250 \cdot 10^3 - 500 \cdot 10^3}{1360} \approx 19,67 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

3. Кавитационный запас по давлению на входе в насос. Принимаем $\Delta h_{зан} = 28 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$, тогда

$$\Delta p_{зан.ок} = 1360 \cdot 28 = 38,08 \cdot 10^3 \text{ Па} = 38,08 \text{ кПа}.$$

4. Допустимое кавитационное падение полного давления на входе в насос окислителя

$$\Delta p_{срв.ок}^* = (p_{ex} - p_n - \Delta p_{зан})_{ок} = 500 - 348 - 38,1 = 113,9 \text{ кПа}$$

5. Мощность, необходимая для привода насоса окислителя

$$N_{н.ок} = \frac{\dot{m}_{ок} \cdot H_{ок}}{\eta_{н.ок}} = \frac{51,30 \cdot 19670}{0,70} \approx 1442 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 1442 \text{ кВт}.$$

6. Поскольку подвод насоса окислителя выполнен осевым, то диаметр втулки шнека будет минимальным, так как вал шнека не передает значительных крутящих моментов. Поэтому отношение втулочного и периферийного диаметров шнека выбираем из конструктивных соображений равным $\bar{d}_{вт} = 0,30$. По величине $\bar{d}_{вт} = 0,30$ по рисунку 4.1 для осевого входного устройства определяем максимально допустимую величину кавитационного коэффициента быстроходности $(C_{СРВ})_{\max} = 4000$

7. Максимально допустимая угловая скорость из условия бескавитационной работы насоса окислителя составит следующую величину

$$\omega_{\max} = \frac{(C_{СРВ})_{\max} \left(\frac{\Delta p_{СРВ}^*}{\rho} \right)^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \dot{V}} = \frac{4000 \cdot \left(\frac{81120}{1360} \right)^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot 0,0377^{0,5}} \approx 1484 \text{ с}^{-1},$$

а максимально допустимая частота вращения вала насоса окислителя

$$n_{\max} = \frac{30 \cdot \omega_{\max}}{\pi} = \frac{30 \cdot 1483,7}{3,14} = 14200 \text{ об/мин}$$

4.2.3 Расчет частоты вращения вала насоса горючего

1. Объёмный расход горючего $V_2 = \frac{m_2}{\rho_2} = \frac{19,91}{734} = 0,0271 \text{ м}^3/\text{с}.$

2. Потребный напор насоса горючего

$$H_2 = \frac{(p_{вых} - p_{ex})_2}{\rho_2} = \frac{30430 \cdot 10^3 - 500 \cdot 10^3}{734} \approx 40,78 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

3. Принимаем $\Delta h_{зан} = 28 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$, тогда

$$\Delta p_{зан} = 734 \cdot 28 \approx 20,55 \cdot 10^3 \text{ Па} = 20,55 \text{ кПа}.$$

4. Допустимое кавитационное падение полного давления

$$\Delta p_{срв}^* = p_{ex} - p_n - \Delta p_{зан} = 500 - 61 - 20,55 = 418,45 \text{ кПа}$$

5. Мощность, необходимая для привода насоса горючего

$$N_{н.г} = \frac{\dot{m}_2 \cdot H_2}{\eta_{н.г}} = \frac{19,91 \cdot 40780}{0,65} \approx 1249 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 1249 \text{ кВт}$$

6. Определим коэффициент втулки шнека.

Для рассматриваемой схемы ТНА диаметр вала на входе в шнек насоса горючего будет передавать в основном крутящий момент для привода насоса окислителя, поэтому

коэффициент втулки шнека насоса горючего будет определяться передаваемой через данный участок вала мощностью насоса окислителя.

Примем $\tau_{дон} = 2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$,

$$K_{d_{вм}} = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot N_H}{\dot{V} \cdot \tau_{дон}}}, \quad K_{d_{вм}} = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot 1441,5 \cdot 10^3}{0,0271 \cdot 2 \cdot 10^8}} = 2,76$$

По величине коэффициента втулки $K_{d_{вм}} = 2,76$ с помощью рисунка 4.1 для кольцевого входного устройства определяем максимально допустимую величину кавитационного коэффициента быстроходности для насоса горючего $(C_{CPB})_{\max} = 3000$

Максимально допустимая угловая скорость из условия бескавитационной работы насоса горючего составит следующую величину

$$\omega_{\max} = \frac{(C_{CPB})_{\max} \left(\frac{\Delta p_{CPB}^*}{\rho} \right)^{3/4}}{298 \cdot \dot{V}} = \frac{3000 \cdot \left(\frac{418,45 \cdot 10^3}{734} \right)^{3/4}}{298 \cdot 0,0271^{0,5}} \approx 7596 \text{ с}^{-1},$$

а максимально допустимая частота вращения вала насоса горючего

$$n_{\max} = \frac{30 \cdot \omega_{\max}}{\pi} = \frac{30 \cdot 7595,9}{3,14} \approx 72600 \text{ об/мин.}$$

4.2.4 Выбор частоты вращения вала турбины

Сравнивая полученные результаты расчета максимально допустимой угловой скорости (частоты) вращения валов насосов окислителя и горючего ω_{\max} , принимаем из них наименьшую величину угловой скорости (частоты) вращения вала ТНА, обеспечивающей бескавитационный режим работы обоих насосов: $\omega = 1484 \text{ с}^{-1}$;
 $n = 14200 \text{ об/мин.}$

5 Проектный расчет и профилирование одноступенчатой автономной турбины, выполненной на базе одноступенчатой активной турбины

Автономная турбина при отношении скоростей $u/c_s > 0,2$, как отмечалось выше в разделе 3, всегда выполняется одноступенчатой активной. При меньших значениях отношениях скоростей u/c_s двухступенчатая турбина со ступенями скоростей имеет большие значения КПД турбины и коэффициента работы. Однако из соображений простоты и для уменьшения массы и при меньших значениях u/c_s автономная турбина и в этом случае по усмотрению разработчика турбины ТНА может быть выполнена одноступенчатой активной.

На конкретном примере рассмотрим методику расчета одноступенчатой автономной турбины.

Исходные данные для данного расчета приведены в таблице 5.1.

Мощность турбины N_T была определена ранее при расчете параметров системы подачи топлива ЖРД [4-7], исходя из суммарной мощности, потребляемой насосами, или мощности, потребляемой одним насосом, в зависимости от выбранной схемы ТНА. Угловая скорость вычислена в предыдущем разделе из условия обеспечения бескавитационного режима работы насосов (насоса). Увеличение угловой скорости способствует повышению КПД турбины, благодаря увеличению коэффициента быстроходности (см. рисунок 5.2). Кроме этого, с увеличением угловой скорости уменьшаются размеры турбины при выбранной окружной скорости. Поэтому повышение антикавитационных качеств насосов, дающее возможность увеличить угловую скорость, благоприятно сказывается на параметрах и конструкции автономной турбины.

Физические константы и температура рабочего тела турбины R , k и T_0^* определяются продуктами газогенерации – продуктами на выходе из газогенератора и также были выбраны ранее на этапе расчета параметров системы подачи топлива ЖРД [4-7]. Значение комплекса RT_0^* желательно иметь максимально возможным. Чем больше комплекс RT_0^* , тем больше коэффициент работы и тем меньше расход рабочего тела. Практически температуру перед турбиной ограничивают значениями (1000 ...1200) К, исходя из работоспособности конструкции турбины.

Таблица 5.1 Исходные данные для расчета одноступенчатой автономной турбины

№	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение параметра
1	Мощность турбины	N_T	$кВт$	500
2	Угловая скорость вращения вала турбины (частота вращения вала турбины)	ω (n)	c^{-1} ($об/мин$)	3349 (32000)
3	Давление рабочего тела на входе в сопловой аппарат	p_0^*	$кПа$	5200
4	Температура торможения рабочего тела на входе в сопловой аппарат	T_0^*	$К$	1000
5	Давление рабочего тела на выходе из рабочего колеса	p_2	$кПа$	300
6	Газовая постоянная рабочего тела	R	$Дж/кг \cdot К$	448,2
7	Показатель изоэнтропы	k	-	1,254

Расчет ступени состоит в определении основных размеров проточной части в меридиональном сечении турбины (см. рисунок 5.1), выборе числа каналов соплового аппарата (СА) и лопаток рабочего колеса (ПК), определении термодинамических и кинематических параметров потока в межвенцовых зазорах, обеспечивающих заданную мощность.

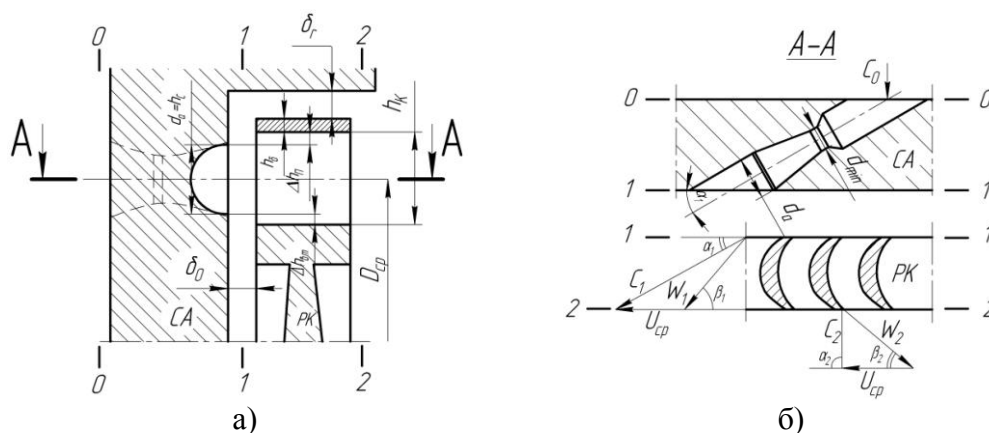


Рисунок 5.1 – Основные размеры и обозначения расчетных сечений в одноступенчатой автономной турбине: а – меридиональное сечение турбины (с бандажом); б – развертка на плоскость цилиндрического сечения на среднем диаметре турбины

В автономных турбинах, как отмечено выше, применяют активные ступени турбины: степень реактивности турбины $\rho_T = 0$; абсолютные скорости $c_{1s} = c_s$ и плотность газа $\rho_1 = \rho_2$.

Ниже приведена последовательность расчета одноступенчатой автономной турбины.

1 - 5.1 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ

1 Определение потребного расхода рабочего тела (газа) через турбину

1.1. Выбор величины окружной скорости на среднем диаметре турбины u_{cp} (в дальнейшем окружную скорость на среднем диаметре турбины, если сечение не оговаривается дополнительно, обозначаем без индекса как u).

Окружную скорость целесообразно выбирать максимально возможной. Исходя из соображений прочности величина максимальной окружной скорости не должна превышать $u_{max} = (350...450)$ м/с. Отметим, что значение u_{max} , как правило, меньше оптимального, определяемого по c_s и оптимальному отношению $(u/c_{ад})_{opt}$ (см. рисунок 5.2), при котором КПД турбины η_T и, следовательно, удельная работа турбины $L_T = L_s^* \eta_T$ достигают максимума.

Выбирая $u = u_{max}$, можно получить при заданной угловой скорости большой средний диаметр турбины, при котором диаметр ТНА будет недопустимо велик. Поэтому, вычисляя в следующем пункте средний диаметр турбины D_{cp} , необходимо учесть то, чтобы отношение вычисленного среднего диаметра турбины к наружному диаметру рабочих колес насосов ТНА не должно превышать 2 [1].

Исходя из выше изложенных ограничений, выбираем величину окружной скорости на среднем диаметре турбины, равную $u = 300$ м/с.

1.2. По выбранной величине окружной скорости определяем средний диаметр турбины

$$D_{cp} = \frac{2u}{\omega} = \frac{2 \cdot 300}{3349} \approx 179,2 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

1.3 Степень понижения давления в турбине

$$\pi_T^* = \frac{P_0^*}{P_2} = \frac{5200}{300} \approx 17,3.$$

1.4. Располагаемая изоэнтропическая удельная работа (работа 1 кг газа) в турбине

$$L_s^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \frac{1}{(\pi_T^*)^{\frac{k-1}{k}}} \right] = \frac{1,254}{1,254-1} \cdot 448,2 \cdot 1000 \cdot \left[1 - \frac{1}{(17,3)^{\frac{1,254-1}{1,254}}} \right] \approx 970,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

1.5. Изоэнтропическая скорость истечения рабочего тела, соответствующая располагаемой изоэнтропической удельной работе L_s^*

$$c_s = \sqrt{2L_s^*} = \sqrt{2 \cdot 970,6 \cdot 10^3} \approx 1393 \text{ м/с}$$

1.6. Отношение скоростей u/c_s

$$\frac{u}{c_s} = \frac{300}{1393} \approx 0,215.$$

1.7. Задаемся величиной минимального зазора между рабочим колесом и корпусом турбины δ .

Для рабочего колеса без бандажа под δ понимают радиальный зазор, для рабочего колеса с бандажом под δ - минимальный осевой или радиальный зазор между рабочим колесом и корпусом. Величину минимального зазора между рабочим колесом и корпусом турбины обычно выбирают из диапазона $\delta = (1 \dots 3,5) \text{ мм}$.

Выбираем вариант рабочего колеса с бандажом и принимаем $\delta = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

1.8. По величине зазора определяем относительную величину минимального зазора

$$\bar{\delta} = \delta / D_{cp} = 1,5 \cdot 10^{-3} / 179,2 \cdot 10^{-3} \approx 8,37 \cdot 10^{-3}$$

1.9. Определим потребный расход рабочего тела (газа) \dot{m}_T .

Для этого выбираем любое значение коэффициента быстроходности турбины n_{sT} из диапазона (10...40).

Первоначально величину коэффициента быстроходности турбины принимаем, равной $n_{sT} = 25$. По значениям $u/c_s = 0,215$, $\bar{\delta} \approx 8,37 \cdot 10^{-3}$ и $n_{sT} = 25$ с помощью зависимостей, представленных на рисунке 5.2, \dot{m}_T определяем КПД турбины $\eta_T \approx 0,45$.

На рисунке 5.2 приведены расчетные зависимости оптимального КПД η_{Topt} и максимального КПД η_{Tmax} при оптимальной степени парциальности ε_{opt} и $(u/c_s)_{opt}$ от коэффициента быстроходности турбины n_{sT} , полученные для активных одноступенчатых турбин с бандажом, имеющих параметры: $\alpha_1 = (15 \dots 20)^\circ$; $M_{w1} < 1,8$; $Re \approx 5 \cdot 10^5$; $\varphi = (0,93 \dots 0,95)$; $b/D_{cp} = (0,03 \dots 0,05)$; $\mu_{зав} = (0,4 \dots 0,6)$; $t/b = (0,55 \dots 0,65)$; $b_{\delta}/b = (1,1 \dots 1,3)$ [1-3].

Наличие оптимальной величины степени парциальности турбины обусловлены следующими причинами. Автономные турбины, а при высоком давлении на выходе и предкамерные турбины ЖРД, приходится выполнять парциальными. Введение парциальности позволяет увеличить высоту сопел и лопаток рабочего колеса, а это приводит к уменьшению концевых потерь в решетке, а также потерь, связанных с

утечками и трением диска. Однако уменьшение степени парциальности ведет к увеличению потерь, связанных с парциальностью и трением бандажа. Поэтому существует такое значение степени парциальности ε_{opt} , называемое оптимальным, при котором потери в турбине достигают минимума, а КПД турбины принимает максимальное значение η_{Topt} .

На рисунке 5.3 показаны расчетные зависимости оптимальной степени парциальности ε_{opt} от коэффициента быстроходности турбины η_{sT} и отношения скоростей u/c_s для одноступенчатой активной турбины. Данными зависимостями воспользуемся в дальнейшем.

Вычисляем в первом приближении расход рабочего тела

$$\dot{m}_T = \frac{N_T}{L_s^* \cdot \eta_T} = \frac{500 \cdot 10^3}{970,6 \cdot 10^3 \cdot 0,45} \approx 1,146 \text{ кг/с}$$

Далее уточняем величины η_T и \dot{m}_T , выполняя вычислительные операции в следующей последовательности:

$$\lambda_{c_{1s}} = \frac{c_{1s}}{\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_0^*}} = \frac{1393}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254+1} \cdot 448,2 \cdot 1000}} \approx 1,973, \quad c_{1s} = c_s,$$

$$T_{1s} = T_0^* \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{c_{1s}}^2 \right) = 1000 \left[1 - \frac{1,254-1}{1,254+1} \cdot (1,973)^2 \right] \approx 561,3 \text{ K},$$

$$\rho_{1s} = \frac{p_1}{RT_{1s}} = \frac{300 \cdot 10^3}{448,2 \cdot 561,3} \approx 1,192 \text{ кг/м}^3, \quad \dot{V}_{1s} = \dot{m}_T / \rho_{1s} = \frac{1,146}{1,192} \approx 0,961 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Уточняем коэффициент быстроходности n_{sT}

$$n_{sT} = 193,3 \cdot \omega \sqrt{\dot{V}_{1s} / L_s^3} = 193,3 \cdot 3349 \sqrt{1,146 / (970,6 \cdot 10^3)^3} \approx 20,6$$

С помощью графических зависимостей рисунка 5.2 по значениям $\eta_{sT}=20,6$, $u/c_s = 0,215$ находим $\eta_T = 0,435$.

$$\text{Вычисляем } \dot{m}_T = \frac{500 \cdot 10^3}{970,6 \cdot 10^3 \cdot 0,435} \approx 1,185 \text{ кг/с}$$

Расхождение между последней и предыдущей величинами расхода составляет $\pm 3,4\%$, т.е. не превышает $\pm 5\%$. Поэтому в качестве базовой величины потребного расхода газа берем величину $\dot{m}_T = 1,185 \text{ кг/с}$.

Если расхождение между величинами расхода будет превышать $\pm 5\%$, то необходимо продолжить цикл вычислений (итераций), пока расхождение между величинами расходов не будет превышать $\pm 5\%$.

1.10. Окончательно коэффициент быстроходности турбины будет иметь следующую величину $n_{sT}=20,6$

1.11. Удельная работа турбины будет равна

$$L_T = N_T / \dot{m}_T = \frac{500 \cdot 10^3}{1,185} \approx 421,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$1.12. \text{ Коэффициент работы турбины } \bar{L}_T = L_T / u^2 = \frac{421,9 \cdot 10^3}{(300)^2} \approx 4,689$$

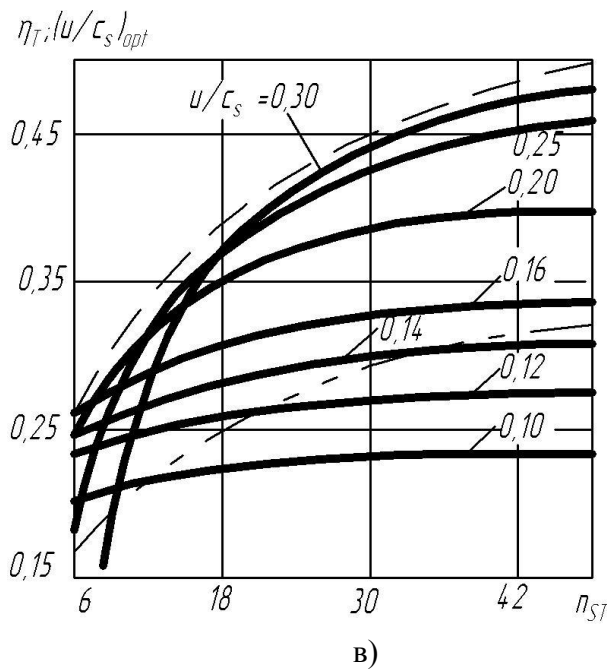
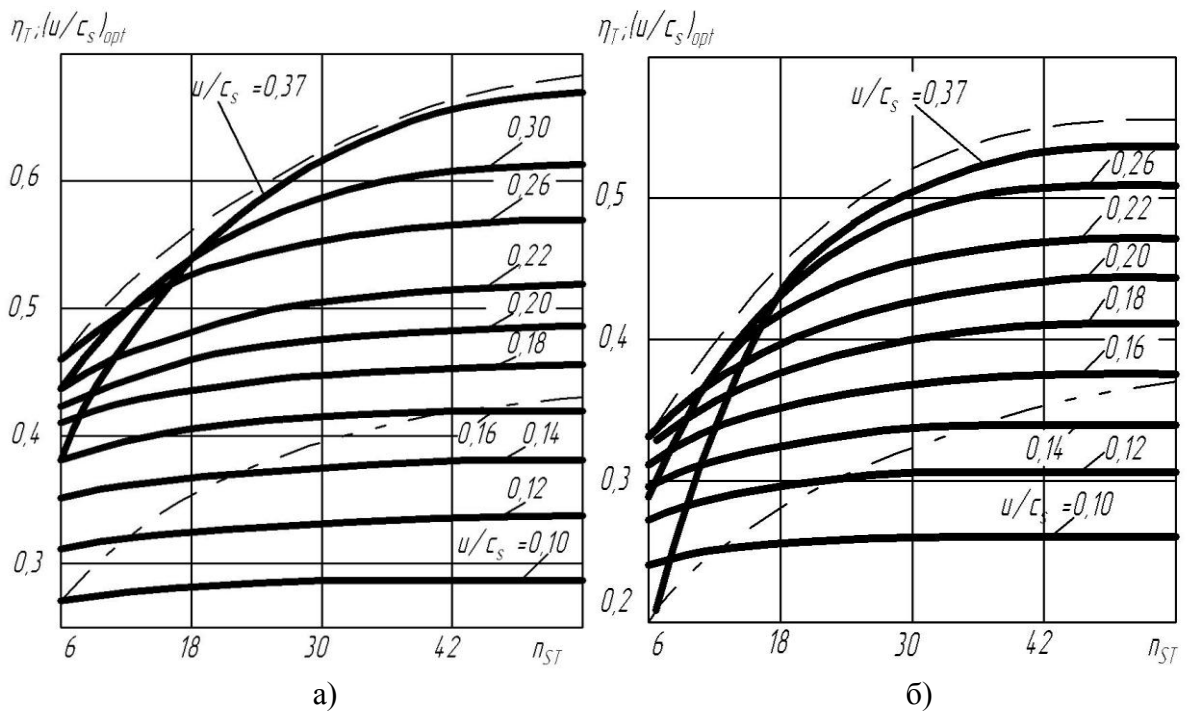


Рисунок 5.2 Зависимость $\eta_{T_{opt}}$ (-----), $\eta_{T_{max}}$ (- - -) и $(u/c_s)_{opt}$ (-·-·-·-) от n_{ST} для одноступенчатой активной турбины с бандажом: $a - \bar{\delta} = 0$; $b - \bar{\delta} = 0,01$; $v - \bar{\delta} = 0,02$, где $\bar{\delta} = \delta / D_{cp}$ [1-3]

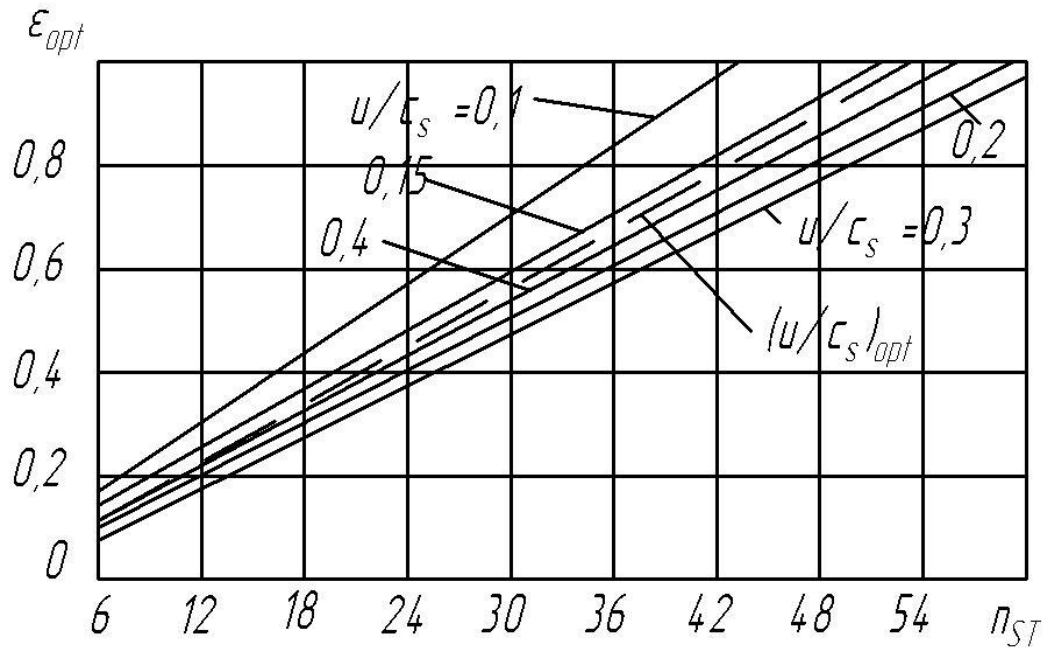


Рисунок 5.3 Зависимость оптимальной величины степени парциальности ε_{opt} от η_{ST} и u/c_s для одноступенчатой активной турбины ($b/D_{cp} = 0,04$ и $\bar{\delta} = 0$) [1-3]

2 Расчет параметров рабочего тела на выходе из соплового аппарата (параметров в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом)

2.1. Выбираем величину угла потока на выходе из соплового аппарата из оптимального диапазона значений $\alpha_1 = (15 - 20)^\circ$, равной $\alpha_1 = 17^\circ$.

2.2. Определяем коэффициент скорости соплового аппарата φ .

Для чего первоначально находим

$$c_{1s} = \sqrt{2L_{1s}}$$

$L_{1s} = (1 - \rho_T)L_s$, где степень реактивности для активной турбины $\rho_T = 0$, поэтому $L_{1s} = L_s$

$$c_{1s} = c_s = 1393 \text{ м/с}; \lambda_{c_{1s}} \approx 1,973.$$

Из рисунка 5.4 по величине приведенной скорости $\lambda_{c_{1s}}$ находим коэффициент скорости соплового аппарата $\varphi \approx 0,95$.

2.3. Скорость газового потока на выходе из соплового аппарата c_1

$$c_1 = \varphi c_{1s} = 0,95 \cdot 1393 \approx 1323 \text{ м/с}$$

2.4. Критическая скорость звука для течения в сопловом аппарате $a_{кр}$

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_0^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254+1} \cdot 448,2 \cdot 1000} \approx 706,2 \text{ м/с}$$

2.5 Приведенная скорость λ_{c_1}

$$\lambda_{c_1} = \frac{c_1}{a_{кр}} = \frac{1323}{706,2} \approx 1,873$$

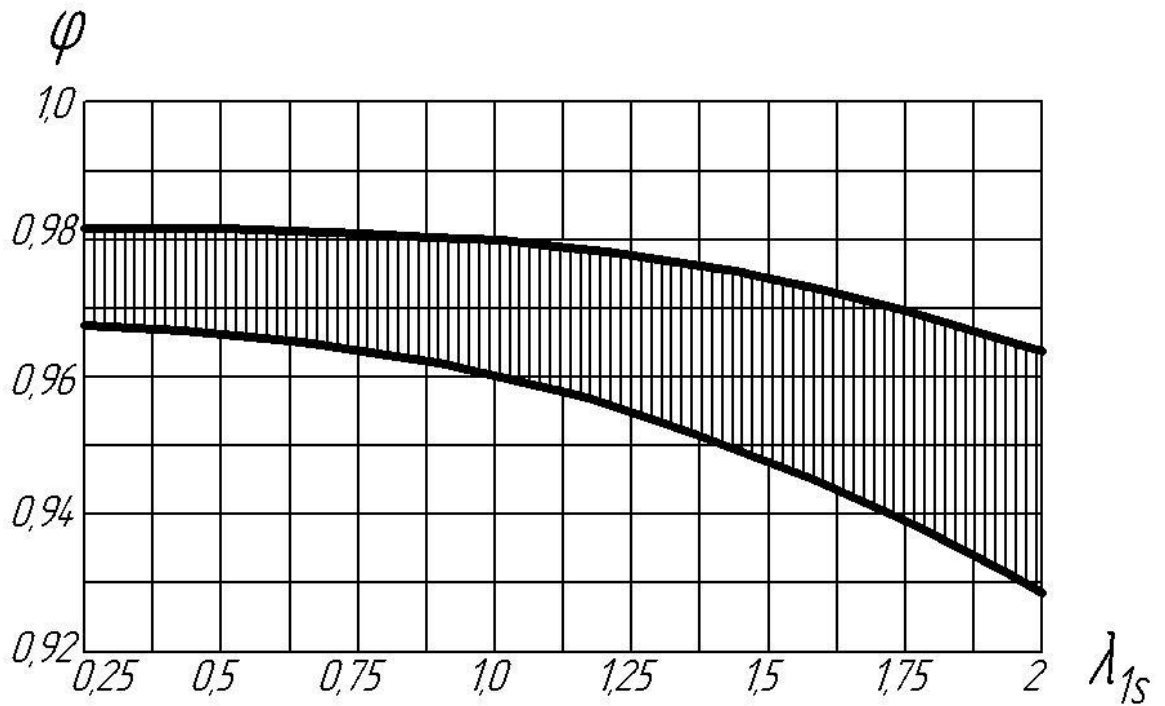


Рисунок 5.4 Экспериментальная зависимость коэффициента скорости соплового аппарата от изоэнтропической приведенной скорости истечения рабочего тела [4]

2.6 Коэффициент полноты давления σ_1

$$\sigma_1 = \frac{\left[1 - \frac{(\kappa-1)}{(\kappa+1)} \lambda_{c1s}^2 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{\left[1 - \frac{(\kappa-1)}{(\kappa+1)} \lambda_{c1}^2 \right]} = \frac{\left[1 - \frac{(1,254-1)}{(1,254+1)} (1,973)^2 \right]}{\left[1 - \frac{(1,254-1)}{(1,254+1)} (1,873)^2 \right]} \approx 0,6908$$

2.7 Полное давление p_1^*

$$p_1^* = \sigma_1 p_0^* = 0,6908 \cdot 5200 \cdot 10^3 \approx 3592 \text{ кПа}$$

2.8 Статическая температура на выходе из соплового аппарата T_1

$$T_1 = T_0^* \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{c1}^2 \right) = 1000 \left[1 - \frac{1,254-1}{1,254+1} (1,873)^3 \right] \approx 604,7 \text{ К}$$

2.9 Плотность газа в зазоре ρ_1

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{300 \cdot 10^3}{448,2 \cdot 604,7} \approx 1,107 \text{ кг/м}^3$$

2.10 Скорость звука на выходе из соплового аппарата a_1

$$a_1 = \sqrt{\kappa RT_1} = \sqrt{1,254 \cdot 448,2 \cdot 604,7} \approx 583,0 \text{ м/с}$$

2.11 Число Маха

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{1323}{583,0} \approx 2,269$$

2.12. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 1323 \cos 17^\circ \approx 1265 \text{ м/с}$$

2.13. Осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 1323 \sin 17^\circ \approx 386,8 \text{ м/с}$$

2.14 Относительная скорость газа на выходе из соплового аппарата - на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \sqrt{(c_1 \cos \alpha_1 - u)^2 + (c_1 \sin \alpha_1)^2} = \sqrt{(1323 \cdot \cos 17^\circ - 300)^2 + (1323 \cdot \sin 17^\circ)^2} \approx 1040 \text{ м/с}$$

2.15 Температура торможения в относительном движении

$$T_{w_1}^* = T_{c_1}^* \left[1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \left(2 \lambda_u \lambda_{c_1} \cos \alpha_1 - \lambda_u^2 \right) \right]$$

$$\lambda_u = \frac{u}{a_{кр}} = \frac{300}{706,2} \approx 0,4248$$

$$T_{w_1}^* = 1000 \left[1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \left(2 \cdot 0,4218 \cdot 1,873 \cdot \cos 17^\circ - (0,4248)^2 \right) \right] \approx 848,9 \text{ К}$$

2.16 Критическая скорость звука в относительном движении потока

$$a_{крw} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} RT_{w_1}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254 + 1} 448,2 \cdot 848,9} \approx 650,7 \text{ м/с}$$

2.17 Приведенная скорость в относительном движении газового потока

$$\lambda_{w_1} = \frac{w_1}{a_{крw}} = \frac{1040}{650,7} \approx 1,598$$

2.18 Число Маха в относительном движении

$$M_{w_1} = \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1} \frac{\lambda_{w_1}^2}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{w_1}^2}} = \sqrt{\frac{2}{1,254 + 1} \frac{(1,598)^2}{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot (1,598)^2}} \approx 1,784$$

2.19 Полное давление в относительном движении

$$P_{w_1}^* = P_{c_1}^* \left[\frac{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c_1}^2}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{w_1}^2} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 35,92 \cdot 10^5 \left[\frac{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot (1,873)^2}{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} (1,598)^2} \right]^{\frac{1,254}{1,254 - 1}} \approx 16,01 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

3 Определение размеров соплового аппарата турбины

Выбираем вариант соплового аппарата, выполненного в виде конических сопел.

3.1. Вычислим суммарную площадь выходных сечений сопел F_c

$$F_c = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_0^*}}{p_0^* \sigma_1 q(\lambda_{c_1}) A(\kappa) \sin \alpha_1}$$

$$q(\lambda_{c_1}) = \lambda_{c_1} \left[\frac{(\kappa + 1)}{2} \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}}$$

$$q(\lambda_{c_1}) = 1,873 \left[\frac{(1,254 + 1)}{2} \left(1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \lambda_{c_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{(1,254 - 1)}} \approx 0,4138$$

$$F_c = \frac{1,185 \sqrt{448,2 \cdot 1000}}{52 \cdot 10^5 \cdot 0,6908 \cdot 0,659 \cdot \sin 17^\circ} \approx 2,774 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 2774 \text{ мм}^2$$

3.2. Найдем высоту канала соплового аппарата в выходном сечении h_c , равную диаметру выходного сечения канала конической части соплового аппарата d_a (см. рисунок 5.1) из выражения

$$F_c = \varepsilon \pi D_{cp} h_c,$$

$$\text{откуда } h_c = F_c / \varepsilon \pi D_{cp} = 2,774 \cdot 10^{-3} / 0,34 \cdot \pi \cdot 0,1792 \approx 0,0145 \text{ м} = 14,5 \text{ мм}$$

$$h_c = d_a = 0,0145 \text{ м} = 14,5 \text{ мм}$$

Оптимальная величина степени парциальности, равная $\varepsilon = 0,34$, была выбрана из рисунка 5.3 по известным величинам η_{ST} и u/c_s .

3.3. Суммарная площадь сечений сопел в конце конической части F_a

$$F_a = F_c \cdot \sin \alpha_{1л}; \quad F_a = 2774 \cdot \sin 17^\circ = 811,1 \text{ мм}^2$$

3.4. Площадь сечения единичного сопла в конце конической части f_a

$$f_a = \frac{\pi d_a^2}{4} = \frac{\pi \cdot (14,5)^2}{4} \approx 165,0 \text{ мм}^2$$

3.5. Число конических сопел z_c

$$z_c = \frac{F_a}{f_a} = \frac{811,1}{165,0} \approx 4,9$$

Округляя число сопел до целого числа, принимаем $z_c = 5$. По полученному числу сопел уточняем величины $h_c = d_a$ и степени парциальности ε

$$h_c = d_a = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi \cdot z_c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 811,1}{\pi \cdot 5}} \approx 14,4 \text{ мм}; \quad \varepsilon = \frac{14,5}{14,4} \cdot 0,34 \approx 0,343$$

3.6. Большая ось эллипса сечения сопел на выходе a_c

$$a_c = h_c / \sin \alpha_{1л} = 14,4 / \sin 17^\circ \approx 49,6 \text{ мм}$$

3.7. Шаг сопел t_c

Шаг сегмента конических сопел обычно выбирают в пределах $t_c = (1,02 \dots 0,86) a_c$

Принимаем $t_c = 1,00 a_c$ $t_c = 49,6 \text{ мм}$

3.8. Площадь суммарного минимального сечения конических сопел F_{\min}

$$\dot{m} = \dot{m}_{кр} = A(\kappa) \frac{p_0^* \sigma_{1кр} F_{\min}}{\sqrt{RT_0^*}};$$

$$\sigma_{1кр} = \frac{p_{кр}^*}{p_0^*} - \text{коэффициент полного давления от входа до минимального}$$

(критического) сечения сопла;

$$F_{\min} = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_0^*}}{A(\kappa) \cdot p_0^* \cdot \sigma_{1кр}},$$

$$A(\kappa) = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad A(\kappa) = \sqrt{1,254 \left(\frac{2}{1,254 + 1} \right)^{\frac{1,254 + 1}{1,254 - 1}}} \approx 0,659$$

Принимаем $\sigma_{1кр} \approx 1,0$

$$F_{\min} = \frac{1,185 \sqrt{448,2 \cdot 1000}}{0,659 \cdot 1,0 \cdot 52 \cdot 10^5} \approx 2,315 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

3.9. Диаметр минимального сечения сопла d_{\min}

$$d_{\min} = \sqrt{4F_{\min} / \pi \cdot z_c} = \sqrt{4 \cdot 2,315 \cdot 10^{-4} / \pi \cdot 5} \approx 7,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

4 Определение параметров решетки рабочего колеса

4.1. Высоту лопатки рабочего колеса на входе $h_{\kappa 1}$ определяем по высоте конического сопла (лопатки) соплового аппарата $h_c = d_a$, увеличенной на размер перекрытий (рисунок 5.1):

$$h_{\kappa 1} = h_c + \Delta h_{\Pi} + \Delta h_{BT},$$

где Δh_{Π} и Δh_{BT} – перекрытия лопатки рабочего колеса относительно сопловой на периферии и у втулки соответственно.

Перекрытия $\Delta h_{\Pi}, \Delta h_{BT}$ вводятся для того, чтобы при технологических погрешностях во взаимном расположении соплового аппарата и рабочего колеса и при температурных деформациях обеспечить беспрепятственное течение газа из соплового аппарата в рабочее колесо. Для уменьшения потерь в активных дозвуковых и сверхзвуковых ступенях при больших степенях парциальности ($\varepsilon > 0,5$) перекрытия должны быть минимальными (можно принять $\Delta h_{\Pi} = 1 \dots 2$ мм, а $\Delta h_{BT} = 0 \dots 1$ мм). При малых степенях парциальности следует увеличивать Δh_{Π} .

Принимаем величину перекрытия на периферии $\Delta h_{\Pi} = 2,6 \text{ мм}$, величину перекрытия у втулки $\Delta h_{BT} = 1,0 \text{ мм}$.

Тогда высота лопатки рабочего колеса

$$h_{\kappa 1} = h_c + \Delta h_{\Pi} + \Delta h_{BT} = 14,4 + 2,6 + 1,0 = 18,0 \text{ мм}$$

4.2. Угол потока на входе в решетку рабочего колеса β_1 вычисляем по формуле

$$\beta_1 = \arctg[\sin \alpha_1 / (\cos \alpha_1 - u / c_1)]$$

$$\beta_1 = \arctg[\sin 17^\circ / (\cos 17^\circ - 300 / 1323)] \approx 21,81^\circ$$

4.3. Коэффициент скорости решетки рабочего колеса ψ выбираем из экспериментальных зависимостей коэффициента скорости решетки от суммы конструктивных углов профиля лопатки ($\beta_{1л} + \beta_{2л}$) и числа Маха M_{w1} , представленных на рисунке 5.5 [4].

Потери на лопатках рабочего колеса при дозвуковых скоростях газового потока во многом зависят от кривизны каналов, связанных с суммой углов ($\beta_{1л} + \beta_{2л}$). Поэтому в практике турбостроения часто пользуются экспериментальной зависимостью ψ от суммы углов ($\beta_{1л} + \beta_{2л}$), рисунок 5.5 а (на рисунке 5.5 а: $\psi_{акт}$ - зависимость для активных лопаток турбин, $\psi_{реакт}$ - зависимость для реактивных лопаток турбин).

Для сверхзвуковых турбин, как правило, используется экспериментальная зависимость ψ от числа Маха M_{w1} , рисунок 5.5 б. Для нашего рассматриваемого случая $M_{w1} = 1,784$. Поэтому воспользуемся последней зависимостью: из рисунка 5.5 б находим $\psi = 0,87$.

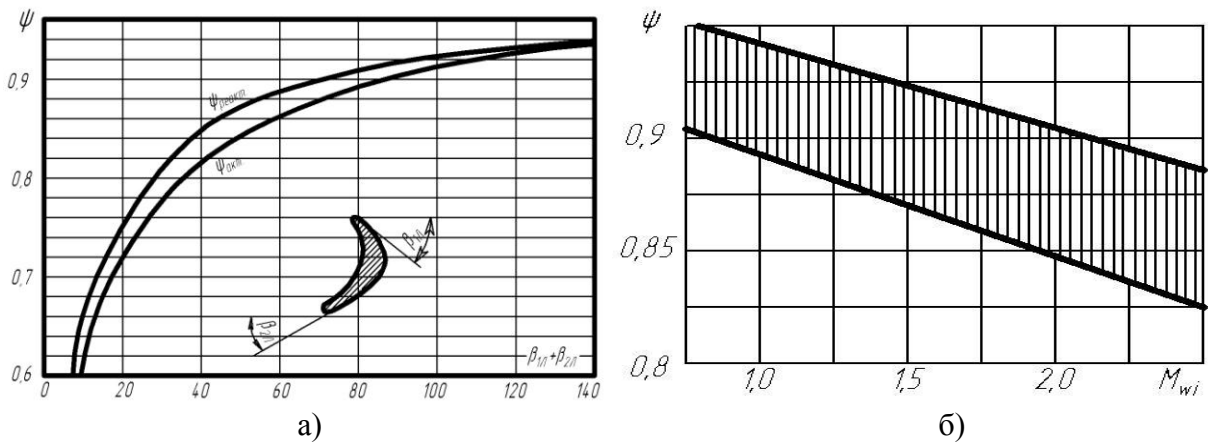


Рисунок 5.5 Экспериментальная зависимость коэффициента скорости решетки от суммы конструктивных углов профиля лопатки ($\beta_{1л} + \beta_{2л}$) и числа Маха M_{w1}

4.4. Скорость потока на выходе из колеса в относительном движении w_2

$$w_2 = \psi w_1 = 0,87 \cdot 1040 \approx 904,8 \text{ м/с}$$

4.5. Приведенная скорость λ_{w_2} : $\lambda_{w_2} = \psi \lambda_{w_1} = 0,87 \cdot 1,598 \approx 1,390$

4.6. Коэффициент полного давления σ_2

$$\sigma_2 = \frac{\left[1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \left(\frac{\lambda_{w_2}}{\psi} \right)^2 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{w_2}^2} = \frac{\left[1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \left(\frac{1,390}{0,87} \right)^2 \right]^{\frac{1,254}{1,254 - 1}}}{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot (1,390)^2} \approx 0,6291$$

4.7. Приведенный расход $q(\lambda_{w_2})$

$$q(\lambda_{w_2}) = \lambda_{w_2} \left[\frac{\kappa + 1}{2} \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{w_2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}} =$$

$$= 1,390 \left[\frac{1,254 + 1}{2} \left(1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} 1,390^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,254 - 1}} \approx 0,8463$$

4.8. Высота лопатки рабочего колеса в выходном сечении.

В первом приближении примем высоту канала постоянной по длине лопатки:

$$h_{\kappa 2} = h_{\kappa 1} = 18,0 \text{ мм}$$

4.9. Угол газового потока на выходе из рабочего колеса в относительном движении β_2 :

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{\dot{m}_T' \sqrt{RT_0^*}}{\varepsilon h_{\kappa 2} \pi D_{cp} p_{w1}^* \sigma_2 A(\kappa) q(\lambda_{w_2})} \right],$$

$$\text{где } \dot{m}_T' = \dot{m}_T - \dot{m}_y = \dot{m}_T \left(1 - \frac{\dot{m}_y}{\dot{m}_T} \right) = \dot{m}_T \left(1 - \bar{m}_y \right), \quad \bar{m}_y = \mu_{заз} \left(1 + \frac{h_{\kappa 1}}{D_{cp}} \right) \frac{\delta}{h_{\kappa 1}},$$

\dot{m}_T' - массовый расход рабочего тела с учетом потерь расхода на утечки через уплотнения; \dot{m}_y - относительный массовый расход рабочего тела через уплотнения; $\mu_{заз}$ - коэффициент расхода утечек через минимальный зазор.

Величина минимального зазора была выбрана нами ранее $\delta = 1,5 \text{ мм}$ (см. п. 1.7). Тогда из рисунка 5.6 найдем величину коэффициента расхода $\mu_{заз} \approx 0,4$.

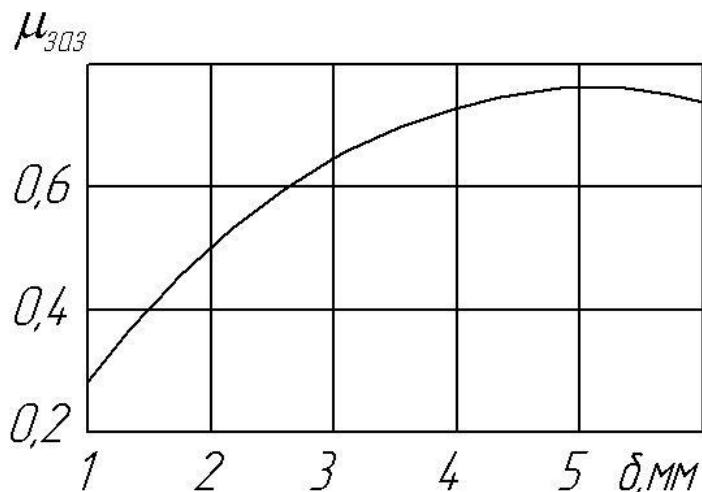


Рисунок 5.6 Зависимость коэффициента расхода утечек через зазор $\mu_{заз}$ от минимального зазора δ для осевой турбины с бандажом без лабиринта

$$\dot{m}_y = 0,4 \left(1 + \frac{18,0}{179,2} \right) \frac{1,5}{18,0} \approx 0,0367; \quad \dot{m}_T' = 1,185(1 - 0,0367) \approx 1,142 \text{ кг/с}$$

$$p_{w1}^* = p_{c1}^* \frac{\pi(\lambda_{c1})}{\pi(\lambda_{w1})} = \sigma_1 p_0^* \frac{\pi(\lambda_{c1})}{\pi(\lambda_{w1})} = \sigma_1 p_0^* \frac{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{c1}^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{w1}^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$$

$$p_{w1}^* = 0,6908 \cdot 52 \cdot 10^5 \left[\frac{1 - \frac{1,254-1}{1,254+1} \cdot (1,873)^2}{1 - \frac{1,254-1}{1,254-1} \cdot (1,598)^2} \right]^{\frac{1,254}{(1,254-1)}} \approx 16,01 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{1,142 \sqrt{448,2 \cdot 848,9}}{0,343 \cdot 0,018 \cdot \pi \cdot 0,1792 \cdot 16,01 \cdot 10^5 \cdot 0,6291 \cdot 0,659 \cdot 0,8463} \right] \approx 21,16^\circ$$

Величина угла β_2 не должна быть больше величины угла $\beta_1 \approx 21,81^\circ$. С другой стороны разность $(\beta_1 - \beta_2)$ не должна превышать $5,0^\circ$. В нашем случае оба этих условия соблюдаются.

Если величина выходного угла потока β_2 больше величины входного угла потока β_1 , то необходимо уменьшить величину угла β_2 за счет увеличения высоты канала

лопатки в выходном сечении $h_{k2} > h_{k1}$: $h_{k2} = h_{k1} + \Delta h_k$. При выборе приращения высоты Δh_k необходимо соблюдать выполнение условия $\arctg\left(\frac{\Delta h_k}{1,4h_{k1}}\right) \leq (15...20)^\circ$.

4.10. Статическая температура T_2

$$T_2 = T_{2w2}^* - \frac{\kappa - 1}{2\kappa R} w_2^2, \quad T_{2w2}^* = T_{1w1}^* = 848,9K$$

$$T_2 = 848,9 - \frac{1,254 - 1}{2 \cdot 1,254 \cdot 448,2} \cdot (904,8)^2 \approx 663,9K$$

4.11. Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса c_2

$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin \beta_2)^2 + (w_2 \cos \beta_2 - u)^2} =$$

$$\sqrt{(904,8 \cdot \sin 21,16^\circ)^2 + (904,8 \cdot \cos 21,16^\circ - 300)^2} \approx 634,4 \text{ м/с}$$

4.12. Угол потока на выходе в абсолютном движении α_2

$$\alpha_2 = \arctg \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u} = \frac{904,8 \cdot \sin 21,16^\circ}{904,8 \cos 21,16^\circ - 300} \approx 30,99^\circ$$

4.13. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 634,4 \cos 30,99^\circ \approx 543,8 \text{ м/с}$$

4.14. Осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 634,4 \sin 30,99^\circ \approx 326,6 \text{ м/с}$$

4.15. Температура торможения T_2^*

$$T_2^* = T_2 + \frac{\kappa - 1}{2\kappa R} c_2^2 = 663,9 + \frac{1,254 - 1}{2 \cdot 1,254 \cdot 448,2} \cdot (634,4)^2 \approx 754,8 \text{ м/с}$$

4.16. Критическая скорость звука a_{kp2}

$$a_{kp2} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} RT_2^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254 + 1} \cdot 448,2 \cdot 754,8} \approx 613,6 \text{ м/с}$$

4.17. Приведенная скорость $\lambda_{c2} = \frac{c_2}{a_{kp2}} = \frac{634,4}{613,6} \approx 1,034$

4.18. Давление торможения p_2^*

$$p_2^* = p_2 \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c2}^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 3 \cdot 10^5 \left(1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot 1,034^2\right)^{\frac{1,254}{1,254 - 1}} \approx 5,66 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

4.19. Ширину решетки лопаток рабочего колеса b выбираем из рекомендуемого оптимального соотношения для активных решёток $\bar{b}_{opt} = \frac{b}{h_k} = (0,7...0,9)$,

$$\text{где } h_k = (h_{k1} + h_{k2}) / 2 = (18,0 + 18,0) / 2 = 18,0 \text{ мм.}$$

Тогда, принимая $\bar{b}_{opt} = 0,7$, находим $b = \bar{b}_{opt} h_k = 0,7 \cdot 18,0 = 12,6 \text{ мм}$

4.20. Угол установки профиля лопатки в решетке рабочего колеса γ .

Для сверхзвуковых активных решёток ($\lambda_{w1} > 1,2$) угол установки профиля в решётке γ принимают равным 90° .

4.21. Длина хорды профиля лопатки b_l

$$b_l = b / \sin \gamma = 12,6 / \sin 90^\circ = 12,6 \text{ мм}$$

4.22. Относительный шаг решетки лопаток рабочего колеса $\bar{t}_k = t_k / b_l$ для активных решёток находится в пределах (0,60...0,75). Принимаем $\bar{t}_k = 0,75$.

4.23. Шаг решетки рабочего колеса t_k

$$t_k = \bar{t}_k b_l = 0,75 \cdot 12,6 \approx 9,45 \text{ мм}$$

4.24. Число лопаток рабочего колеса z_k

$$z_k = \pi D_{cp} / t_k = \pi \cdot 179,2 / 9,45 \approx 59,54$$

Полученное значение числа лопаток рабочего колеса округляем до ближайшего целого числа $z_k = 60$ и уточняем величину шага решётки рабочего колеса

$$t_k = \pi D_{cp} / z_k = \pi \cdot 179,2 / 60 \approx 9,38 \text{ мм}$$

5 Определение работы, мощности и КПД турбины

5.1. Отношение скоростей u/c_1 : $\frac{u}{c_1} = \frac{300}{1323} \approx 0,2268$

5.2. Окружной КПД η_u

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) =$$

$$+ 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,2268 \left(\cos 17^\circ - 0,2268 \right) \left(1 + 0,87 \frac{\cos 21,16^\circ}{\cos 21,81^\circ} \right) \approx 0,560$$

5.3. Удельная окружная работа L_u

$$L_u = \eta_u L_s^* = 0,560 \cdot 970,6 \cdot 10^3 \approx 543,5 \text{ кДж/кг}$$

5.4. Расход рабочего тела через уплотнение (утечки газа)

$$\dot{m}_y = \dot{m}_y \cdot \dot{m}_T = 0,0367 \cdot 1,185 \approx 0,0435 \text{ кг/с}$$

5.5. Расход рабочего тела через решетку колеса \dot{m}_T

$$\dot{m}_T' = \dot{m}_T - \dot{m}_y = 1,185 - 0,0435 \approx 1,142 \text{ кг/с}$$

5.6. Расходный КПД $\eta_p = \frac{\dot{m}_T'}{\dot{m}_T} = \frac{1,142}{1,185} \approx 0,964$

5.2. Окружная мощность N_u

$$N_u = L_u \cdot \dot{m}_T' = 543,5 \cdot 10^3 \cdot 1,142 \approx 620,7 \text{ кДж/кг}$$

5.7. Потери мощности на трение диска $N_{mp.d}$ определим с помощью соотношения

$$N_{mp.d} = 2C_{mp} \rho_1 r_d^5 \omega^3,$$

где $C_{mp} = 0,039 / \sqrt[5]{\text{Re}_d}$ - коэффициент трения диска; $\text{Re}_d = \frac{r_d^2 \omega}{\nu}$ - число

Рейнольдса; $r_d = (D_{cp} - h_k) / 2$; ν - кинематический коэффициент вязкости рабочего тела.

Принимаем кинематический коэффициент вязкости рабочего тела, равным $\nu = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вычисляем $r_{\delta} = (D_{cp} - h_k) / 2 = (179,2 - 18) / 2 = 80,6 \text{ мм} = 0,0806 \text{ м}$;

$$\text{Re}_{\delta} = \frac{r_{\delta}^2 \omega}{\nu} = \frac{(0,0806)^2 \cdot 3349}{1 \cdot 10^{-4}} \approx 2,18 \cdot 10^5; \quad C_{mp} = 0,039 / \sqrt[5]{2,18 \cdot 10^5} = 3,34 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{mp,\delta} = 2 \cdot 3,34 \cdot 10^{-3} \cdot 1,107 \cdot (0,0806)^5 \cdot (3349)^3 \approx 944,8 \text{ Вт} \approx 0,945 \text{ кВт}$$

5.8. Потери мощности на трение бандажа $N_{mp,\delta}$ находим с помощью выражения

$$N_{mp,\delta} = C_{\delta} \rho_1 \omega^3 b_{\delta} D_{\delta}^4,$$

где $C_{\delta} = 0,1 / \sqrt{\text{Re}_{\delta}}$ - коэффициент трения бандажа; $\text{Re}_{\delta} = \frac{\omega D_{\delta} \delta_r}{2\nu}$ - число

Рейнольдса; b_{δ} - ширина бандажа лопатки рабочего колеса; $D_{\delta} = D_{cp} + h_k + 2\Delta h_k$ - наружный диаметр бандажа; Δh_k - высота бандажа; δ_r - радиальный зазор между бандажом и корпусом турбины.

Принимаем ширину бандажа лопатки, равной ширине лопатки рабочего колеса $b_{\delta} = b = 0,0126 \text{ м}$, высоту бандажа $\Delta h_k = 2 \text{ мм}$.

$$D_{\delta} = D_{cp} + h_k + 2\Delta h_k = 0,1792 + 0,0180 + 2 \cdot 0,002 = 0,2012 \text{ м}$$

Выражение для коэффициента трения бандажа C_{δ} справедливо при соотношении $\frac{\delta_r}{D_{cp}} = 0,017 \dots 0,21$. Принимаем $\delta_r = 3,5 \text{ мм}$; $\nu = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$\text{Re}_{\delta} = \frac{3349 \cdot 0,2012 \cdot 0,0035}{2 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} \approx 1,18 \cdot 10^4, \quad \text{тогда } C_{\delta} = 0,1 / \sqrt{1,18 \cdot 10^4} \approx 0,921 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{mp,\delta} = 0,921 \cdot 10^{-3} \cdot 1,107 \cdot (3349)^3 \cdot 0,0126 \cdot (0,2022)^4 \approx 790,7 \text{ Вт} \approx 0,791 \text{ кВт}$$

5.9. Потери мощности, связанные с парциальным впуском рабочего тела

$$N_{\varepsilon} = 0,015 \rho_1 \frac{h_{1л}}{D_{cp}} \left(1 + 10 \frac{b}{D_{cp}} \right) (1 - \varepsilon) \omega^3 D_{cp}^5 =$$

$$= 0,015 \cdot 1,107 \cdot \frac{18,0}{179,2} \left(1 + 10 \cdot \frac{12,6}{179,2} \right) (1 - 0,343) (3349)^3 (0,1792)^5 \approx 12945 \text{ Вт} \approx 12,945 \text{ кВт}$$

5.10. Мощность турбины N_T

$$N_T = \left(\dot{m}_T - \dot{m}_y \right) L_u - N_{mp,\delta} - N_{mp,b} - N_{\varepsilon} =$$

$$= 1,142 \cdot 543,5 \cdot 10^3 - 944,8 - 790,7 - 12945 \approx 606,0 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 606,0 \text{ кВт}$$

5.11. Удельная работа турбины L_T

$$L_T = N_T / \dot{m}_T = 606,0 \cdot 10^3 / 1,185 \approx 511,4 \text{ кДж/кг}$$

5.12. Коэффициент работы турбины

$$\overline{L_T} = L_T / u^2 = \frac{511,4 \cdot 10^3}{(300)^2} \approx 5,68$$

5.13. КПД турбины η_T

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_s^*} = \frac{511,4 \cdot 10^3}{970,6 \cdot 10^3} \approx 0,527$$

Сравним полученную в результате проведенного расчета мощность с заданной мощностью. Если полученная в результате расчета мощность будет отличаться от

заданной менее, чем на 5 %, то расчет можно будет завершить. Если полученная в результате расчета мощность будет отличаться от заданной более, чем на 5 %, расчет следует повторить, изменив расход газа через турбину.

В рассматриваемом случае полученная эффективная мощность турбины отличается от заданной $\delta N_T = |606,0 - 500| \cdot 100\% / 500 \approx 21,2\%$ существенно более, чем на 5 %, расчет повторяется. Материалы следующего этапа расчета приведены в разделе: Уточненный расчет параметров турбины.

II - 5.2 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ

В рассматриваемом разделе уточненный расчет проводится лишь тех параметров турбины, которые претерпевают при изменении расхода рабочего тела. Остальные параметры остаются прежними и в данном разделе их расчет не повторяется.

1 Определение потребного расхода рабочего тела (газа) через турбину

1.9. Уточняем потребный расход рабочего тела \dot{m}_T , используя полученный ранее эффективный КПД турбины

$$\dot{m}_T = \frac{N_T}{L_s^* \cdot \eta_T} = \frac{500 \cdot 10^3}{970,6 \cdot 10^3 \cdot 0,527} \approx 0,978 \text{ кг/с}$$

Вычисляем объемный расход газа и коэффициент быстроходности

$$\dot{V}_{1s} = \dot{m}_T / \rho_{1s} = \frac{0,978}{1,192} \approx 0,820 \text{ м}^3/\text{с}$$

1.10. Уточняем коэффициент быстроходности

$$n_{sT} = 193,3 \cdot \omega \sqrt{\dot{V}_{1s} / L_s^{3/4}} = 193,3 \cdot 3349 \sqrt{0,820 / (970,6 \cdot 10^3)^{3/4}} \approx 19,0.$$

1.11. Удельная работа турбины будет равна

$$L_T = N_T / \dot{m}_T = \frac{500 \cdot 10^3}{0,978} \approx 511,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

1.12. Коэффициент работы турбины

$$\overline{L}_T = L_T / u^2 = \frac{511,2 \cdot 10^3}{(300)^2} \approx 5,68$$

3 Определение размеров соплового аппарата турбины

3.1. Вычислим суммарную площадь выходных сечений сопел F_c

$$F_c = \frac{0,978 \sqrt{448,2 \cdot 1000}}{52 \cdot 10^5 \cdot 0,6908 \cdot 0,659 \cdot \sin 17^\circ} \approx 2,2895 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 2289,5 \text{ мм}^2$$

3.2. Найдем высоту канала соплового аппарата в выходном сечении h_c , равную диаметру выходного сечения канала конической части соплового аппарата

$$h_c = 2,2895 \cdot 10^{-3} / 0,34 \cdot \pi \cdot 0,1792 \approx 0,0136 \text{ м} = 13,6 \text{ мм}$$

$$h_c = d_a = 0,0136 \text{ м} = 13,6 \text{ мм}$$

Выбираем из рисунка 5.3 по известным величинам $\eta_{sT} = 19,0$ и $u/c_s = 0,215$ величину степени парциальности турбины $\varepsilon = 0,30$.

3.3. Суммарная площадь сечений сопел в конце конической части F_a

$$F_a = 2289,5 \cdot \sin 17^\circ = 669,5 \text{ мм}^2$$

3.4. Площадь сечения единичного сопла в конце конической части f_a

$$f_a = \frac{\pi d_a^2}{4} = \frac{\pi \cdot (13,6)^2}{4} \approx 145,2 \text{ мм}^2$$

3.5. Число конических сопел z_c

$$z_c = \frac{F_a}{f_a} = \frac{669,5}{145,2} \approx 4,61$$

Округляя число сопел до ближайшего целого числа, принимаем $z_c = 5$. По полученному числу сопел уточняем величины $h_c = d_a$ и степени парциальности ε

$$h_c = d_a = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi \cdot z_c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 669,5}{\pi \cdot 5}} \approx 13,1 \text{ мм}; \quad \varepsilon = \frac{13,6}{13,1} \cdot 0,30 \approx 0,311$$

3.6. Большая ось эллипса сечения сопел на выходе a_c

$$a_c = h_c / \sin \alpha_{1л} = 13,1 / \sin 17^\circ \approx 44,8 \text{ мм}$$

3.7. Шаг сопел t_c

Шаг сегмента конических сопел обычно выбирают в пределах $t_c = (1,02 \dots 0,86)a_c$

Принимаем $t_c = 1,0a_c$ $t_c = 44,8 \text{ мм}$

3.8. Площадь суммарного минимального сечения конических сопел F_{\min}

$$F_{\min} = \frac{\dot{m}_Г \sqrt{RT_0^*}}{A(\kappa) \cdot p_0^* \cdot \sigma_{1кр}}$$

Принимаем $\sigma_{1кр} \approx 1,0$

$$F_{\min} = \frac{0,978 \sqrt{448,2 \cdot 1000}}{0,659 \cdot 1,0 \cdot 52 \cdot 10^5} \approx 1,911 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

3.9. Диаметр минимального сечения сопла d_{\min}

$$d_{\min} = \sqrt{4F_{\min} / \pi \cdot z_c} = \sqrt{4 \cdot 1,911 \cdot 10^{-4} / \pi \cdot 5} \approx 6,98 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

4 Определение параметров решетки рабочего колеса

4.1. Высоту лопатки рабочего колеса на входе $h_{к1}$ определяем по высоте конического сопла (лопатки) соплового аппарата $h_c = d_a$, увеличенной на размер перекрытий:

Принимаем величину перекрытия на периферии $\Delta h_{П} = 2,0 \text{ мм}$, величину перекрытия у втулки $\Delta h_{ВГ} = 0,9 \text{ мм}$.

Тогда высота лопатки рабочего колеса равна

$$h_{к1} = h_c + \Delta h_{П} + \Delta h_{ВГ} = 13,1 + 2,0 + 0,9 = 16,0 \text{ мм}$$

4.8. Высота лопатки рабочего колеса в выходном сечении.

Примем высоту канала постоянной по длине лопатки:

$$h_{к2} = h_{к1} = 16,0 \text{ мм}$$

4.9. Угол газового потока на выходе из рабочего колеса в относительном движении β_2 :

Найдем величину коэффициента расхода $\mu_{заз} \approx 0,4$ по величине минимального зазора, выбранной нами ранее $\delta = 1,5 \text{ мм}$ (см. п. 1.7).

$$\text{Тогда } \bar{m}_y = 0,4 \left(1 + \frac{16,0}{179,2} \right) \frac{1,5}{18,0} \approx 0,0408; \quad \dot{m}_T' = 0,978(1 - 0,0408) \approx 0,938 \text{ кг/с}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{0,938 \sqrt{448,2 \cdot 848,9}}{0,311 \cdot 0,016 \cdot \pi \cdot 0,1792 \cdot 16,01 \cdot 10^5 \cdot 0,6291 \cdot 0,659 \cdot 0,8463} \right] \approx 21,59^\circ$$

Полученное значение β_2 удовлетворяет вышеприведенным условиям:

$$\beta_2 \leq \beta_1; \quad (\beta_1 - \beta_2) = 21,81^\circ - 21,59^\circ = 0,22^\circ$$

4.11. Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса c_2

$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin \beta_2)^2 + (w_2 \cos \beta_2 - u)^2} =$$

$$\sqrt{(904,8 \cdot \sin 21,59^\circ)^2 + (904,8 \cdot \cos 21,59^\circ - 300)^2} \approx 635,5 \text{ м/с}$$

4.12. Угол потока на выходе в абсолютном движении α_2

$$\alpha_2 = \arctg \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u} = \frac{904,8 \cdot \sin 21,59^\circ}{904,8 \cos 21,59^\circ - 300} \approx 31,59^\circ$$

4.13. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 634,5 \cos 31,59^\circ \approx 540,5 \text{ м/с}$$

4.14. Осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 634,5 \sin 31,59^\circ \approx 332,4 \text{ м/с}$$

4.15. Температура торможения T_2^*

$$T_2^* = T_2 + \frac{\kappa - 1}{2\kappa R} c_2^2 = 663,9 + \frac{1,254 - 1}{2 \cdot 1,254 \cdot 448,2} \cdot (635,5)^2 \approx 755,0 \text{ м/с}$$

4.16. Критическая скорость звука $a_{кр2}$

$$a_{кр2} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} R T_2^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254 + 1} \cdot 448,2 \cdot 755,0} \approx 613,6 \text{ м/с}$$

4.17. Приведенная скорость $\lambda_{c2} = \frac{c_2}{a_{кр2}} = \frac{635,5}{613,6} \approx 1,036$

4.18. Давление торможения p_2^*

$$p_2^* = p_2 \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c2}^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 3 \cdot 10^5 \left(1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot 1,036^2 \right)^{\frac{1,254}{1,254 - 1}} \approx 5,68 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

4.19. Ширину решетки лопаток рабочего колеса b выбираем из рекомендуемого оптимального соотношения для активных решёток $\bar{b}_{opt} = \frac{b}{h_\kappa} = (0,7 \dots 0,9)$,

$$\text{где } h_\kappa = (h_{\kappa 1} + h_{\kappa 2}) / 2 = (16,0 + 16,0) / 2 = 16,0 \text{ мм}.$$

Тогда, принимая $\bar{b}_{opt} = 0,8$, находим $b = \bar{b}_{opt} h_\kappa = 0,8 \cdot 16,0 = 12,8 \text{ мм}$

4.20. Угол установки профиля лопатки в решетке рабочего колеса принимаем равным 90° .

$$4.21. \text{ Длина хорды профиля лопатки } b_n = b / \sin \gamma = 12,8 / \sin 90^\circ = 12,8 \text{ мм}$$

4.22. Относительный шаг решетки лопаток рабочего колеса принимаем $\bar{t}_\kappa = 0,75$.

4.23. Шаг решетки рабочего колеса $t_k = \bar{t}_k b_l = 0,75 \cdot 12,8 = 9,6 \text{ мм}$

4.24. Число лопаток рабочего колеса z_k

$$z_k = \pi D_{cp} / t_k = \pi \cdot 179,2 / 9,6 \approx 58,61$$

Полученное значение числа лопаток рабочего колеса округляем до ближайшего целого числа $z_k = 59$ и уточняем величину шага решетки рабочего колеса

$$t_k = \pi D_{cp} / z_k = \pi \cdot 179,2 / 59 \approx 9,54 \text{ мм}$$

5 Определение работы, мощности и КПД турбины

5.2. Окружной КПД η_u

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) =$$

$$+ 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,2268 \left(\cos 17^\circ - 0,2268 \right) \left(1 + 0,87 \frac{\cos 21,59^\circ}{\cos 21,81^\circ} \right) \approx 0,559$$

5.3. Удельная окружная работа L_u

$$L_u = \eta_u L_s^* = 0,559 \cdot 970,6 \cdot 10^3 \approx 542,4 \text{ кДж/кг}$$

5.4. Расход рабочего тела через уплотнение (утечки газа)

$$\dot{m}_y = \dot{m}_y \cdot \dot{m}_T = 0,0408 \cdot 0,978 \approx 0,0399 \text{ кг/с}$$

5.5. Расход рабочего тела через решетку колеса \dot{m}_T

$$\dot{m}_T' = \dot{m}_T - \dot{m}_y = 0,978 - 0,0399 \approx 0,938 \text{ кг/с}$$

5.6. Расходный КПД $\eta_p = \frac{\dot{m}_T'}{\dot{m}_T} = \frac{0,938}{0,978} \approx 0,959$

5.2. Окружная мощность N_u

$$N_u = L_u \cdot \dot{m}_T' = 542,4 \cdot 10^3 \cdot 0,938 \approx 508,8 \text{ кДж/кг}$$

5.7. Потери мощности на трение диска $N_{mp,\delta}$

Принимаем кинематический коэффициент вязкости рабочего тела, равным $\nu = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вычисляем $r_\delta = (D_{cp} - h_k) / 2 = (179,2 - 16) / 2 = 81,6 \text{ мм} = 0,0816 \text{ м}$;

$$\text{Re}_\delta = \frac{r_\delta^2 \omega}{\nu} = \frac{(0,0816)^2 \cdot 3349}{1 \cdot 10^{-4}} \approx 2,23 \cdot 10^5; \quad C_{mp} = 0,039 / \sqrt[5]{2,23 \cdot 10^5} = 3,32 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{mp,\delta} = 2 \cdot 3,32 \cdot 10^{-3} \cdot 1,107 \cdot (0,0816)^5 \cdot (3349)^3 \approx 996,2 \text{ Вт} \approx 0,996 \text{ кВт}$$

5.8. Потери мощности на трение бандажа $N_{mp,\delta}$

Принимаем ширину бандажа лопатки, равной ширине лопатки рабочего колеса $b_\delta = b = 0,0128 \text{ м}$, высоту бандажа $\Delta h_k = 2 \text{ мм}$.

$$D_\delta = D_{cp} + h_k + 2\Delta h_k = 0,1792 + 0,0160 + 2 \cdot 0,002 = 0,1992 \text{ м}$$

Принимаем $\delta_r = 3,5 \text{ мм}$; $\nu = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$Re_{\delta} = \frac{3349 \cdot 0,1992 \cdot 0,0035}{2 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} \approx 1,16 \cdot 10^4, \text{ тогда } C_{\delta} = 0,1 / \sqrt{1,16 \cdot 10^4} \approx 0,927 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{mp,\delta} = 0,927 \cdot 10^{-3} \cdot 1,107 \cdot (3349)^3 \cdot 0,0128 \cdot (0,1992)^4 \approx 776,8 \text{ Вт} \approx 0,777 \text{ кВт}$$

5.9. Потери мощности, связанные с парциальным впуском рабочего тела

$$N_{\varepsilon} = 0,015 \rho_1 \frac{h_{1л}}{D_{cp}} \left(1 + 10 \frac{b}{D_{cp}} \right) (1 - \varepsilon) \omega^3 D_{cp}^5 =$$

$$= 0,015 \cdot 1,107 \cdot \frac{16,0}{179,2} \left(1 + 10 \cdot \frac{12,8}{179,2} \right) (1 - 0,311) (3349)^3 (0,1792)^5 \approx 12162 \text{ Вт} \approx 12,162 \text{ кВт}$$

5.10. Мощность турбины N_T

$$N_T = \left(\dot{m}_T - \dot{m}_y \right) L_u - N_{mp,\delta} - N_{mp,\delta} - N_{\varepsilon} =$$

$$= 0,938 \cdot 542,4 \cdot 10^3 - 996,2 - 776,8 - 12162 \approx 494,9 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 494,9 \text{ кВт}$$

5.11. Удельная работа турбины L_T

$$L_T = N_T / \dot{m}_T = 494,9 \cdot 10^3 / 0,978 \approx 506,0 \text{ кДж/кг}$$

5.12. Коэффициент работы турбины

$$\overline{L}_T = L_T / u^2 = \frac{506,0 \cdot 10^3}{(300)^2} \approx 5,62$$

5.13. КПД турбины η_T

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_s^*} = \frac{506,0 \cdot 10^3}{970,6 \cdot 10^3} \approx 0,521$$

Сравним полученную в результате проведенного уточненного расчета мощность с заданной мощностью.

В рассматриваемом случае полученная эффективная мощность турбины отличается от заданной $\delta N_T = |494,9 - 500| \cdot 100\% / 500 \approx 1,0\%$ существенно меньше, чем на 5%, то расчет можно завершить.

Графическая часть результатов проектного расчета одноступенчатой автономной турбины представлена в разделе (III -5.4) в виде плана скоростей и эскизов чертежей меридионального сечения турбины и профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса.

Примечание:

В рассмотренной выше (разделы I-5.1, II-5.2) методике расчета одноступенчатой активной турбины возможна реализация других вариантов при выборе и расчете параметров турбины.

Кратко остановимся на некоторых из них.

1. При выборе коэффициента полезного действия турбины иногда используют экспериментальные зависимости КПД турбины η_T от отношения u / c_s , приведенные на рисунке 5.7 для различных типов турбин [4]. При степени парциальности $\varepsilon \leq 0,3$ к значениям, приведенным на рисунке 5.7, необходимо сделать поправку η_{ε} , определяемой величиной степени парциальности (см. таблицу 5.2).

Таблица 5.2

ε	0,3	0,2	0,1	0,05	0,025	0,01
η_ε	0,9	0,8	0,65	0,5	0,35	0,2

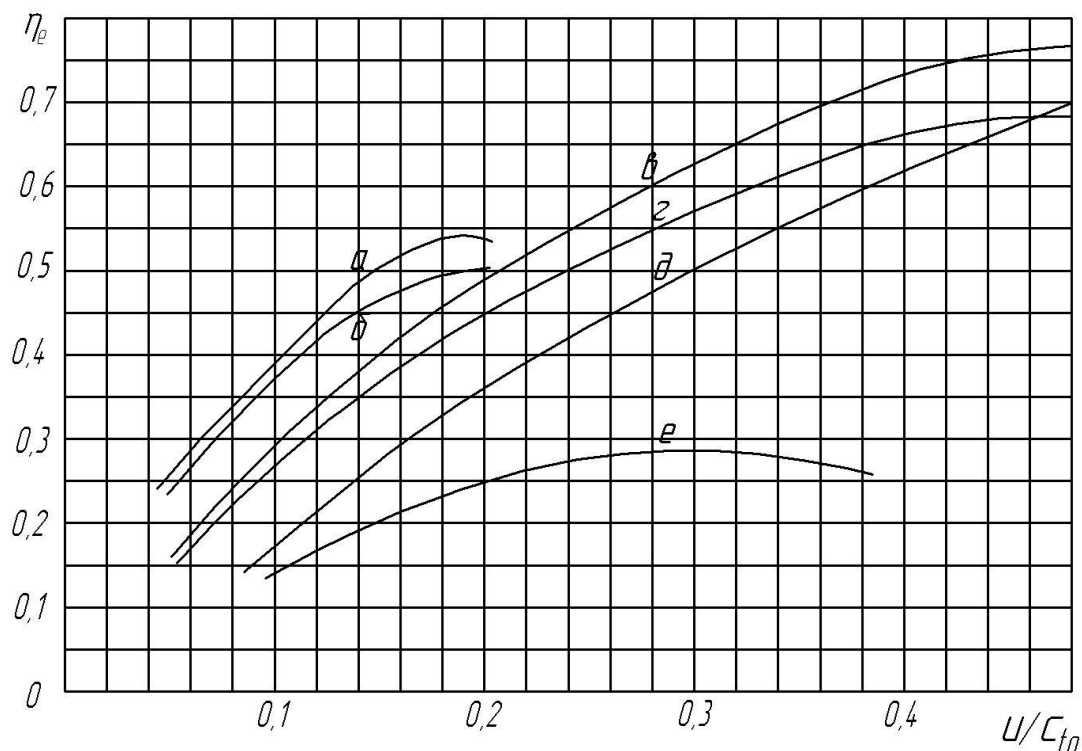


Рисунок 5.7 Зависимость КПД турбины η_T от отношения u/c_s для следующих типов турбин: а - биротативная; б – осевая активная двухступенчатая со ступенями скорости; в – осевая реактивная одноступенчатая; г - осевая активная одноступенчатая; д – центробежная; е – тангенциальная

2. Выбор степени парциальности некоторые авторы [5, 15, 16] осуществляют с учетом наложения ограничения на минимальную величину высоты канала СА или РК, которая должна быть не менее (10-12) мм. Исходя из данного условия, далее определяют величину степени парциальности турбины.

III - 5.3 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Целью профилирования является построение профилей лопаток СА и РК турбины, обеспечивающих расчетные углы поворота потока и требуемый уровень гидравлических потерь. 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.

Излагаемая далее методика проектирования профилей соплового аппарата и рабочего колеса [15] рассматривается применительно к осевым ступеням активного типа (автономным осевым турбинам ТНА ЖРД).

1 Построение профиля канала соплового аппарата

Задача проектирования профиля канала соплового аппарата может быть сформулирована следующим образом.

Предложенный вариант построения профиля канала соплового аппарата является наиболее типичным для активных осевых турбин и, как правило, обеспечивает достижение расчетных параметров газа в зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом.

Иногда дозвуковая часть сопла по конструктивным соображениям имеет более сложную форму. В этих случаях целесообразно воспользоваться рекомендациями [18].

Результаты расчета геометрических параметров СА для рассматриваемого примера приведены ниже:

$$d_a = h_c = 13,1 \text{ мм}; \quad d_{\min} = 7,0 \text{ мм};$$

Принимаем $\Theta = 13^\circ$.

$$\text{Тогда } l_c = (d_a - d_{\min}) / 2 \operatorname{tg}(\Theta / 2) = (13,1 - 7,0) / 2 \operatorname{tg}(13^\circ / 2) \approx 26,8 \text{ мм};$$

$$l_k = d_a / 2 \operatorname{tg}(\Theta / 2) = 13,1 / 2 \operatorname{tg}(13^\circ / 2) \approx 57,5 \text{ мм};$$

$$l_{MN} = (0,15 - 0,20) d_{\min}, \quad l_{MN} = 0,20 \cdot 7,0 \approx 1,4 \text{ мм};$$

$$d_{\text{ex}} = (1,4 \dots 1,6) d_{\min}, \quad d_{\text{ex}} = 1,6 \cdot 7,0 \approx 11,2 \text{ мм};$$

$$FC = d_a / 2 \operatorname{tg} \alpha_1 + (1,2 \dots 1,3) d_a / 2 \operatorname{tg}(\Theta / 2),$$

$$FC = 13,1 / 2 \operatorname{tg} 17^\circ + 1,3 \cdot 13,1 / 2 \operatorname{tg}(13^\circ / 2) \approx 96,2 \text{ мм}$$

$$b = FC = 96,2 \cdot \sin 17^\circ \approx 28,1 \text{ мм}$$

2 Построение профиля лопаток рабочего колеса

Лопатка рабочего колеса – одна из наиболее ответственных деталей газовой турбины. Она работает в условиях высоких температур и напряжений, должна обеспечить заданный поворот потока с возможно малыми потерями. Указанные особенности работы лопаток накладывают отпечаток на приемы её профилирования.

Построение профиля лопаток рабочего колеса осуществляется построением контуров спинки и корытца профиля сочетанием прямых линий на входном и выходном участках и дуг окружностей в средней части (вдоль хорды).

На рисунке 5.9 изображена решетка профилей рабочего колеса и приведены обозначения её основных параметров.

Конструктивные углы входа $\beta_{1л}$ и выхода $\beta_{2л}$ для сверхзвуковых решёток принимают равными значениям углов газового потока β_1 и β_2 соответственно. Величину толщины входной и выходной кромок обычно принимают одинаковой, а её значение находится в пределах $r_{\text{ex}} = r_{\text{вых}} = (0,02 \dots 0,025) b_{л}$.

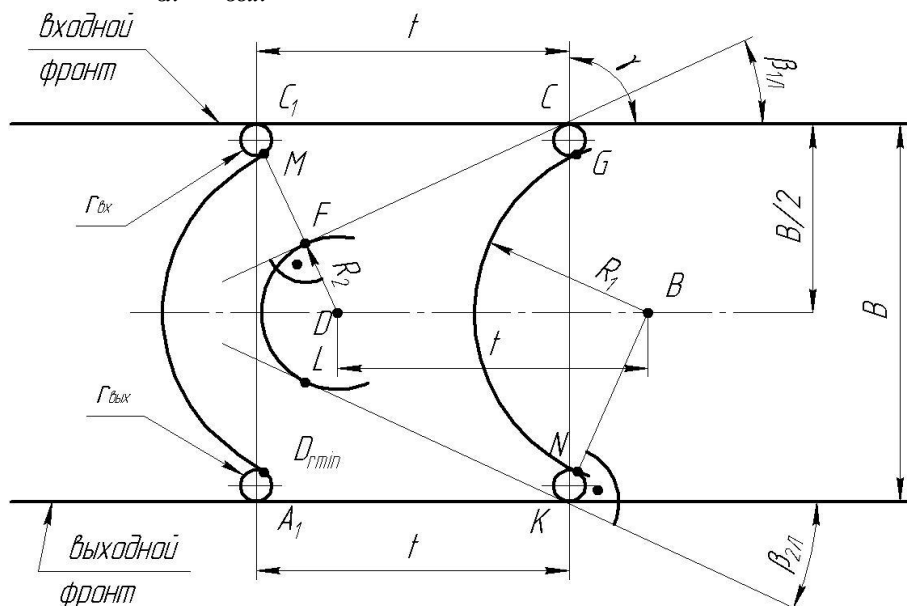


Рисунок 5.9 Решетка профилей рабочего колеса

Графические работы, связанные с построением профиля рабочего колеса активного типа целесообразно выполнять в следующем порядке.

На прямой линии, принятой за выходной фронт решётки (см. рисунок 5.9), откладывают отрезок AA_1 , равный шагу решётки. На расстоянии b от выходного фронта проводят линию входного фронта решётки, а на расстоянии $b/2$ – продольную ось симметрии решётки.

Из точек A и A_1 восстанавливают перпендикуляры до пересечения их с входным фронтом решётки в точках C и C_1 соответственно (см. рисунок 5.9). На отрезках AC и A_1C_1 , являющихся хордами двух соседних профилей, проводят окружности радиусами $r_{вх}$ и $r_{вых}$ так, чтобы сопрягались с входным и выходным фронтами решётки. Таким образом, определяется зона решётки, в которой должно располагаться тело профиля лопатки. Затем проектируется контур корытца профиля.

С этой целью под углом $\beta_{2л}$ к выходному фронту решётки проводят касательную к окружности, образующей выходную кромку (см. рисунок 5.9). Из точки касания K через центр окружности проводят линию $KВ$ до пересечения с продольной осью симметрии решётки (восстанавливают перпендикуляр к касательной в точке K). Радиусом $R_1=NB$ проводят дугу NG , которая и является искомым контуром корытца профиля.

Контур спинки профиля выполняется следующим образом.

Под углом $\beta_{1л}$ ко входному фронту решётки проводят касательную к окружности радиусом $r_{вх}$. Из точки B по продольной оси симметрии откладывают отрезок BD , равный шагу решётки t . Из точки D опускают перпендикуляр DF , прочерчивается дуга FL – место максимального изгиба спинки профиля.

Поскольку отрезок DB равен t , то из точки D радиусом, равным отрезку MD прочерчивается контур корытца соседнего профиля. В образовавшейся форме межлопаточного канала замеряется минимальная ширина $a_{Г\min}$ (см. рисунок 5.9). Если окажется, что $a_{Г\min} < 3$ мм, то необходимо уменьшить количество лопаток рабочего колеса $z_{РК}$ (увеличить шаг решётки t), т.к. возникают затруднения в изготовлении таких решёток.

Профилирование сверхзвуковых активных решёток по принципу сопряжения прямых линий и дуг окружностей наиболее типично для турбин ТНА. В то же время, для достижения более низкого уровня потерь энергии в решётках целесообразно пользоваться рекомендациями [18], которые предполагают построение контуров спинки и корытца методом характеристик плоского сверхзвукового потока.

IV - 5.4 ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА

В завершение выполнения проектного расчета и профилирования элементов проточной части автономной одноступенчатой турбины необходимо построить план скоростей и эскизы чертежей меридионального сечения турбины и профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса.

Для рассматриваемого примера проектируемой турбины эскизы чертежей меридионального сечения турбины и профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса и план скоростей соответственно представлены на рисунках 5.10 и 5.11.

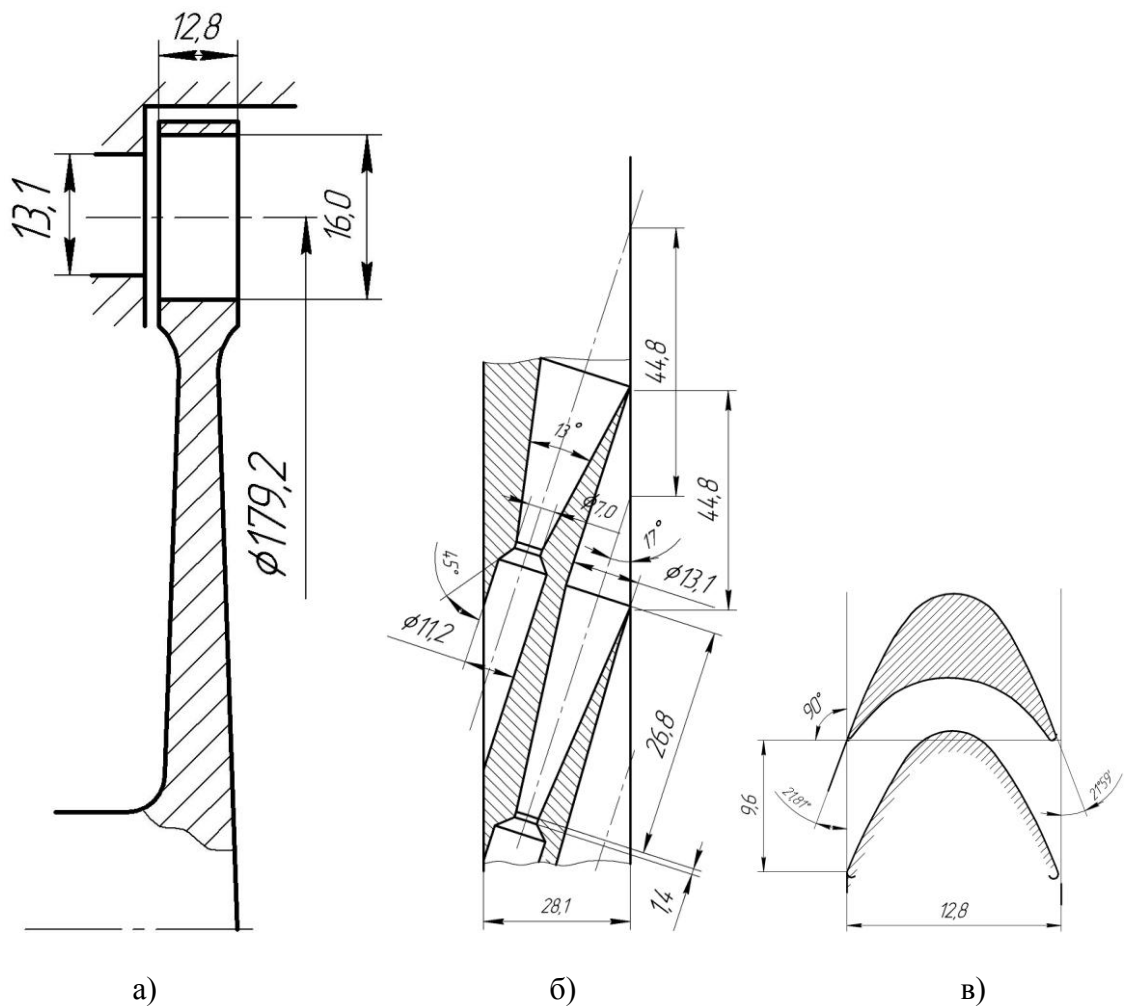


Рисунок 5.10 Меридиональное сечение турбины (а), профили проточной части соплового аппарата (б) и рабочего колеса (в)

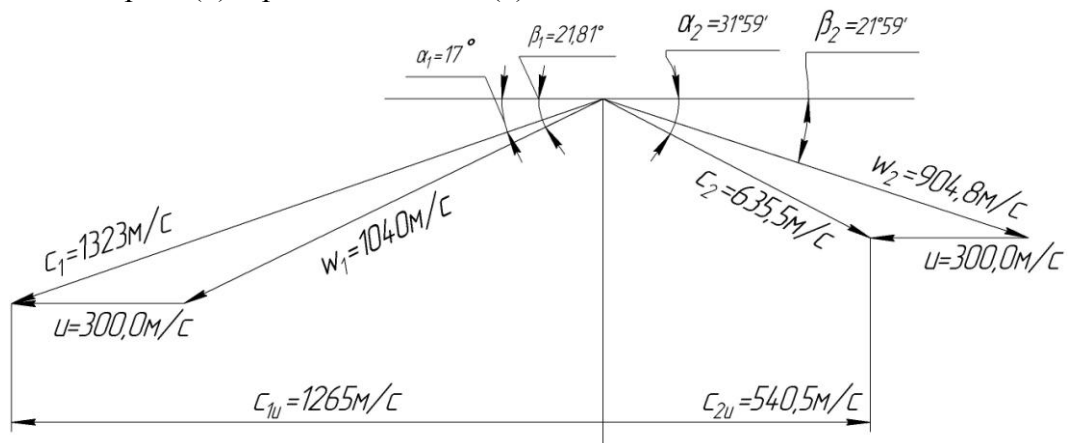


Рисунок 5.11 План скоростей (треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса)

6 Проектный расчет и профилирование предкамерной турбины, выполненной на базе одноступенчатой реактивной турбины

Предкамерным турбинам соответствуют невысокие значения L_s^* , поэтому их, как правило, выполняют одноступенчатыми [1]. Для предкамерных турбин $u/c_s \geq 0,5$. В связи с этим (см. рисунок 2.1) для получения максимального КПД предкамерные турбины можно выполнять реактивными. Однако реактивным турбинам соответствуют значительные осевые усилия, затрудняющие конструирование ТНА. Поэтому при расчете следует вводить небольшую реактивность (степень реактивности $\rho_t \leq 0,3$).

Такие исходные данные, как мощность турбины, угловая скорость, физические константы рабочего тела задаются и выбираются так же, как и для автономной турбины выбираются ранее на этапе расчета параметров системы подачи топлива ЖРД [4-7]..

Для предкамерной турбины заданным также является расход газа. Расход определяется схемой системы питания и заданной температурой газа перед турбиной. В системе питания с окислительным газогенератором через турбину проходит весь окислитель и горючее, необходимое для обеспечения заданной температуры газа. Для окислительного газа $R=(200...300)$ Дж/(кг·К). Температура окислительного газа T_0^* выбирается в пределах (600...800) К. При восстановительном газогенераторе через турбину проходит все горючее и небольшая часть окислителя. Давление на выходе из турбины определяется давлением в камере сгорания ЖРД. Давление на входе и мощность определяются из условия обеспечения баланса мощностей насосов и турбины. Давления на входе и на выходе определяют степень понижения давления π_T^* и изоэнтروпическую работу турбины.

На конкретном примере рассмотрим методику расчета одноступенчатой предкамерной турбины.

Исходные данные для данного расчета приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 Исходные данные для расчета предкамерной турбины

№	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение параметра
1	Мощность турбины	N_T	кВт	3250
2	Угловая скорость вращения вала турбины (частота вращения вала турбины)	ω (n)	c^{-1} (об/мин)	2617 (25000)
3	Расход рабочего тела	\dot{m}_T	кг/с	53,0
4	Давление рабочего тела на входе в СА	p_0^*	МПа	16,0
5	Температура торможения рабочего тела на входе в СА	T_0^*	К	800
6	Давление рабочего тела на выходе из РК	p_2	МПа	11,0
7	Газовая постоянная рабочего тела	R	Дж/кг·К	281
8	Показатель изоэнтропы	k	-	1,43

Ниже приводится последовательность расчета предкамерной турбины.

I - 6.1 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ

1 Определение окружной скорости и среднего диаметра турбины

1.1. Степень понижения давления в турбине

$$\pi_T^* = \frac{p_0^*}{p_2} = \frac{16,0 \cdot 10^6}{11,0 \cdot 10^6} \approx 1,45$$

1.2. Располагаемая удельная изоэнтропическая работа газа в турбине L_s^*

$$L_s^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \frac{1}{(\pi_T^*)^{(k-1)/k}} \right] = \frac{1,43}{1,43-1} \cdot 281 \cdot 800 \left[1 - \frac{1}{(1,45)^{(1,43-1)/1,43}} \right] \approx 79,04 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

1.3. Коэффициент быстроходности турбины n_{sT}

$$n_{sT} = 193,3 \omega \sqrt{V_{1s}} / (L_s^*)^{3/4}; \quad \dot{V}_{1s} = \dot{m}_T / \rho_{1s};$$

Рассчитаем коэффициент быстроходности турбины для двух крайних значений степени реактивности из диапазона $\rho_T = (0 \dots 0,2)$.

а) при степени реактивности $\rho_T = 0 \quad p_1 = p_2$

$$\rho_{1s} = p_{1s} / RT_{1s},$$

$$T_{1s} = T_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{1s}}^2 \right) = 800 \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} (0,773)^2 \right) = 715,4 \text{ K},$$

где

$$\lambda_{c_{1s}} = \frac{C_{1s}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}} = \frac{397,6}{\sqrt{\frac{(2 \cdot 1,43) \cdot 281 \cdot 800}{1,43+1}}} = \frac{397,6}{514,4} \approx 0,773$$

$$C_{1s} = C_s = \sqrt{2L_s^*} = \sqrt{2 \cdot 79,04 \cdot 10^3} \approx 397,6 \text{ м/с}$$

$$\rho_{1s} = 11 \cdot 10^6 / 281 \cdot 715,4 \approx 54,7 \text{ кг/м}^3, \quad \dot{V}_{1s} = 53 / 54,7 \approx 0,969 \text{ кг/м}^3$$

$$n_{sT} = 193,3 \cdot 2617 \sqrt{0,969} / (7,904 \cdot 10^4)^{3/4} \approx 105,7$$

б) если степень реактивности $\rho_T = 0,2$

$$\rho_T = 1 - \frac{L_{1s}^*}{L_{0s}^*};$$

$$L_{1s}^* = (1 - \rho_T) L_{0s}^* = (1 - 0,2) \cdot 79,04 \cdot 10^3 \approx 63,23 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 63,23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$C_{1s} = \sqrt{2L_{1s}^*} = \sqrt{2 \cdot 63,23 \cdot 10^4} \approx 355,6 \text{ м/с}, \quad \rho_{1s} = p_{1s} / RT_{1s}; \quad \lambda_{1s} = \frac{355,6}{514,4} = 0,6913$$

$$T_{1s} = 800 \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} (0,6913)^2 \right) = 732,3 \text{ K}$$

$$p_{1s} = p_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{1s}}^2 \right)^{k/(k-1)} = 16 \cdot 10^6 \left[1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} (0,6913)^2 \right]^{1,43/(1,43-1)} = 11,92 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\rho_{1s} = 11,92 \cdot 10^6 / 281 \cdot 732,3 = 57,9 \text{ кг/м}^3, \quad \dot{V}_{1s} = 53 / 57,9 = 0,914 \text{ кг/м}^3$$

$$n_{sT} = 193,3 \cdot 2617 \sqrt{0,914} / (7,904 \cdot 10^4)^{3/4} = 102,7$$

1.4. Выбираем степень парциальности турбины ε

Поскольку в рассматриваемом диапазоне изменения степени реактивности $\rho_T = (0...0,2)$ коэффициент быстроходности $n_{sT} > 50$, то при этом степень парциальности равна $\varepsilon = 1$ (см. рисунок 5.3).

1.5. Задаемся степенью реактивности турбины, равной $\rho_T = 0,2$.

1.6. Выбираем с помощью рисунка 2.1 оптимальное отношение u/c_s , обеспечивающее максимальный КПД турбины и равное $u/c_s = 0,54$.

1.7. Изэнтропическая скорость истечения рабочего тела, соответствующая удельной располагаемой изэнтропической работе L_s^*

$$c_s = \sqrt{2L_s^*} = \sqrt{2 \cdot 79,04 \cdot 10^3} \approx 397,6 \text{ м/с}$$

1.8. Окружная скорость на среднем диаметре турбины u_{cp} (в дальнейшем окружную скорость на среднем диаметре турбины, если сечение не оговаривается дополнительно, обозначаем без индекса как u).

При определении окружной скорости необходимо выдерживать ограничения, обусловленные соображениями прочности. Исходя из условия прочности, величина окружной скорости не должна превышать $u_{max} = (350...450) \text{ м/с}$.

В нашем случае $u = 0,54 \cdot c_s = 0,54 \cdot 397,6 \approx 214,7 \text{ м/с}$, поэтому условие прочности выдержано.

Если величина окружной скорости будет выходить за пределы ее допустимой максимальной величины $u_{max} = (350...450) \text{ м/с}$, то необходимо скорректировать выбор величины отношения u/c_s в сторону его уменьшения.

1.9. Средний диаметр турбины равен

$$D_{cp} = \frac{2u}{\omega} = \frac{2 \cdot 214,7}{2617} \approx 164,1 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 164,1 \text{ мм}$$

2 Определение высоты сопловой решетки турбины

2.1. Удельная изэнтропическая работа соплового аппарата L_{1s}^*

$$L_{1s}^* = (1 - \rho_T) \cdot L_{0s}^* = (1 - 0,2) \cdot 79,04 \cdot 10^3 = 63,23 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

2.2. Изэнтропическая скорость истечения рабочего тела из соплового аппарата c_{1s}

$$\text{а) } c_{1s} = \sqrt{1 - \rho_T} \cdot c_s = \sqrt{1 - 0,2} \cdot 397,6 \approx 355,6 \text{ м/с}$$

$$\text{б) } \lambda_{c_{1s}} = \frac{c_{1s}}{a_{кр}} = \frac{c_{1s}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}} = \frac{355,6}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,43}{1,43+1} 281 \cdot 800}} \approx 0,6913$$

2.3. Коэффициент скорости соплового аппарата φ находим из рисунка 5.4 по величине приведенной скорости $\lambda_{c_{1s}} \approx 0,6913$.

Коэффициент скорости соплового аппарата $\varphi \approx 0,975$.

2.4. Скорость на выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1s} = 0,975 \cdot 355,6 \approx 346,7 \text{ м/с}$$

$$2.5. \text{ Критическая скорость звука } a_{кр1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,43}{1,43+1} 281 \cdot 800} \approx 514,4 \text{ м/с}$$

$$2.6. \text{ Приведенная скорость звука } \lambda_{c1} = \frac{c_1}{a_{кр1}} = \frac{346,7}{514,4} \approx 0,6740$$

2.7. Газодинамическая функция расхода

$$q(\lambda_{c1}) = \lambda_{c1} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\left(\frac{1}{k-1} \right)} =$$

$$= 0,6740 \left[\frac{1,43+1}{2} \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} 0,6740^2 \right) \right]^{\left(\frac{1}{1,43-1} \right)} \approx 0,7890$$

2.8. Коэффициент восстановления полного давления σ_1

$$\sigma_1 = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_{c1}}{\varphi} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}^2} \right]^{\left(\frac{k}{k-1} \right)} = \left[\frac{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \left(\frac{0,6740}{0,975} \right)^2}{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} (0,6740)^2} \right]^{\left(\frac{1,43}{1,43-1} \right)} \approx 0,9848$$

2.9. Выбираем величину угла потока на выходе из соплового аппарата из оптимального диапазона значений $\alpha_1 = (18 - 25)^\circ$ [1], равной $\alpha_1 = 22^\circ$

2.10. Высота сопловой лопатки h_c находим из соотношения

$$h_c = \frac{\dot{m}_T \sqrt{RT_0^*}}{\pi D_{cp} p_0^* \sigma_1 q(\lambda_{c1}) A(k) \sin \alpha_1},$$

$$\text{где } A(k) = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \sqrt{1,43 \left(\frac{2}{1,43+1} \right)^{\frac{1,43+1}{1,43-1}}} = 0,6898$$

$$h_c = \frac{53,0 \cdot \sqrt{281 \cdot 800}}{\pi 164,1 \cdot 10^{-3} \cdot 16,0 \cdot 10^6 \cdot 0,9843 \cdot 0,7890 \cdot 0,6898 \cdot \sin 22^\circ} \approx 15,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 15,2 \text{ мм}$$

2.11. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 346,7 \cos 22^\circ \approx 321,5 \text{ м/с}$$

2.12. Осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 346,7 \sin 22^\circ \approx 129,9 \text{ м/с}$$

3 Определение параметров сопловой решетки

3.1. Угол потока на входе в сопловую решетку принимаем равным $\alpha_0 = 90^\circ$

3.2. Число Маха, подсчитанное по изоэнтропической скорости

$$M_{c1s} = \sqrt{\frac{2}{k+1} \cdot \frac{\lambda_{c1s}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{c1s}^2}} = \sqrt{\frac{2}{1,43+1} \cdot \frac{0,6913^2}{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,6913^2}} \approx 0,6555$$

3.3. Эффективный угол сопловой решетки $\alpha_{1\phi}$ находим из выражения

$\sin \alpha_{1\phi} = \sin \alpha_1 / k$, где $k=1$ – коэффициент, определенный экспериментальным путем и равный $k=1$ при $M_{c1s} > 0,5$, $k=1,08$ при $M_{c1s} \leq 0,5$ [1].

В рассматриваемом случае $k=1$ и $\alpha_{1\phi} = \alpha_1 = 22^\circ$.

Примечание: Другой возможный вариант определения эффективного угла сопловой решетки по формуле ($\alpha_{1\phi} = \alpha_1 - \delta \alpha_1$) и с использованием зависимости, представленной на рисунке 6.1 [17].

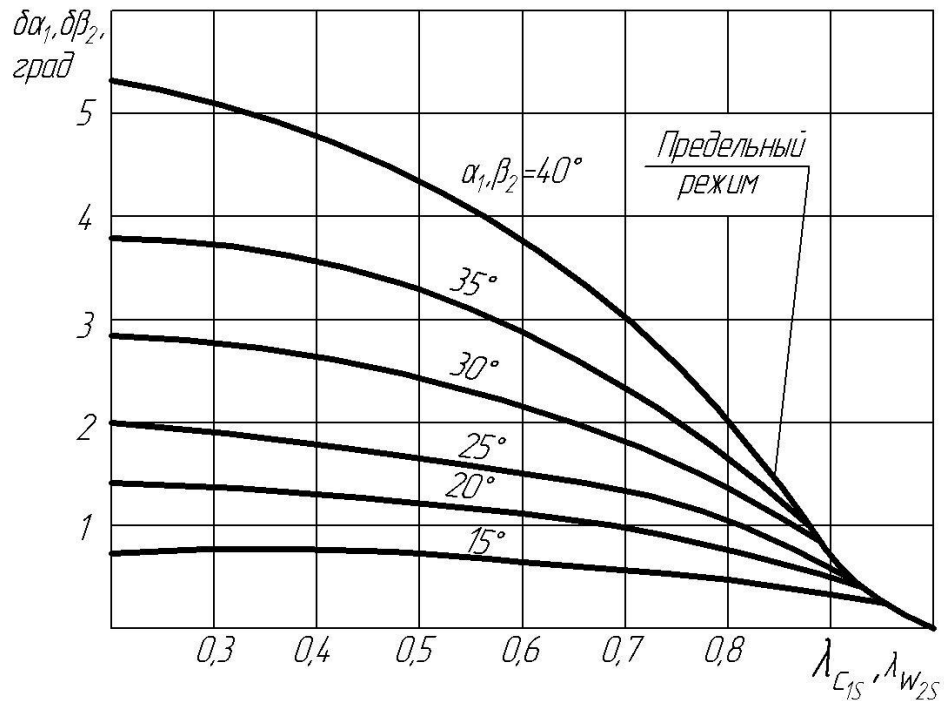


Рисунок 6.1 Зависимость угла отклонения потока в косом срезе решетки $\delta\alpha_1$ ($\delta\beta_2$) в функции λ_{c1s} (λ_{w2s}) и угла α_1 (β_2)

3.4. Ширину решетки лопаток соплового аппарата выбираем из рекомендуемого соотношения $\bar{b}_{opt} = \frac{b_c}{h_c} = (0,4...1,0)$ [1].

Тогда, принимая $\bar{b}_{opt} = 1,0$, находим $b_c = \bar{b}_{opt} h_c = 1,0 \cdot 15,2 = 15,2 \text{ мм}$

3.5. Угол изгиба профиля лопатки сопловой решетки

$\Theta_c = 180^\circ - (\alpha_{0л} + \alpha_{1л})$, где $\alpha_{0л}$ и $\alpha_{1л}$ - соответственно входной и выходной конструктивные углы лопатки.

Принимая $\alpha_{0л} \approx \alpha_0 = 90^\circ$ и $\alpha_{1л} \approx \alpha_{1эф} = 22^\circ$, находим $\Theta_c = 180^\circ - (90^\circ + 22^\circ) = 68^\circ$.

3.6. Угол установки профиля лопатки в сопловой решетке γ_c

$$\gamma_c = \alpha_{1л} + (0,3...0,5)\Theta_c \quad \gamma_c = 22^\circ + 0,45 \cdot 68^\circ \approx 52,6^\circ$$

Примечание: Другой возможный вариант определения угла установки профиля лопатки в сопловой решетке можно выполнить с помощью рисунка 6.2 [17].

3.7. Длина хорды профиля лопатки $b_{лс} = b_c / \sin \gamma_c = 15,2 / \sin 52,6^\circ = 19,1 \text{ мм}$

3.8. Относительный шаг решетки лопаток соплового аппарата $\bar{t}_c = t_c / b_{лс}$ находится в пределах $(0,7...1,0)$. Принимаем $\bar{t}_c = 0,85$.

Примечание: Другой возможный вариант определения оптимального значения относительного шага решетки соплового аппарата можно выполнить с помощью рисунка 6.3 [17].

3.9. Шаг решетки соплового аппарата $t_c = \bar{t}_c b_{лс} = 0,85 \cdot 19,1 \approx 16,2 \text{ мм}$

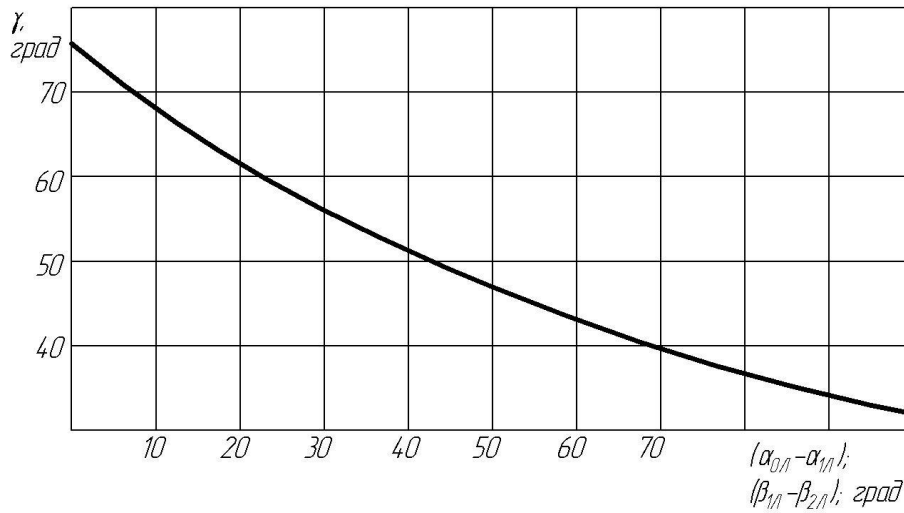


Рисунок 6.2 Угол установки профиля лопатки в функции разности конструктивных углов решетки соплового аппарата ($\alpha_{0л} - \alpha_{1л}$) или рабочего колеса ($\beta_{1л} - \beta_{2л}$)

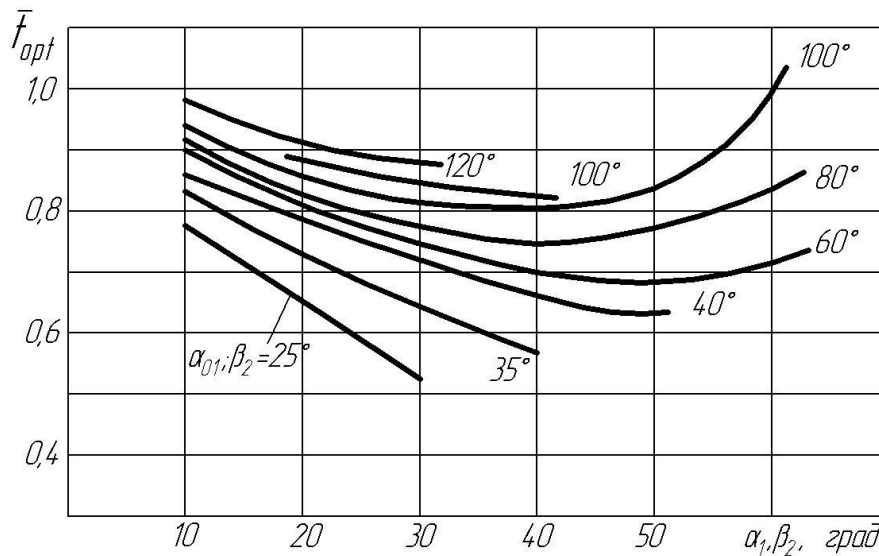


Рисунок 6.3 Оптимальное значение относительного шага $\bar{t}_{opt} = t_{opt} / b_l$ для лопаточной решетки

3.10. Число лопаток соплового аппарата $z_c = \pi D_{cp} / t_c = \pi \cdot 164,1 / 16,2 \approx 31,8$.

Полученное значение числа лопаток соплового аппарата округляем до ближайшего целого числа $z_c = 32$ и уточняем величину шага решётки соплового аппарата

$$t_c = \pi D_{cp} / z_c = \pi \cdot 164,1 / 32 \approx 16,1 \text{ мм}$$

4 Определение параметров газового потока в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом

4.1. Полное давление $p_1^* = \sigma_1 p_0^* = 0,9848 \cdot 16,0 \cdot 10^6 \approx 15,76 \cdot 10^6 \text{ Па} = 15,76 \text{ МПа}$

4.2. Статическое давление

$$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = 16,0 \cdot 10^6 \left[1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,6740^2 \right]^{\frac{1,43}{1,43-1}} \approx 12,11 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

4.3. Статическая температура

$$T_1 = T_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_1}^2 \right) = 800 \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} 0,6740^2 \right) \approx 735,7 K$$

4.4. Плотность газа

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{12,11 \cdot 10^6}{281 \cdot 735,7} \approx 58,58 \text{ кг/м}^3$$

4.5. Скорость звука

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{1,43 \cdot 281 \cdot 735,7} \approx 543,7 \text{ м/с}$$

4.6. Число Маха

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{346,7}{543,7} \approx 0,638$$

4.7. Относительная скорость на входе в рабочую решетку w_1

$$w_1 = \sqrt{(c_1 \cos \alpha_1 - u)^2 + (c_1 \sin \alpha_1)^2} =$$

$$= \sqrt{(346,7 \cdot \cos 22^\circ - 214,7)^2 + (346,7 \cdot \sin 22^\circ)^2} \approx 168,1 \text{ м/с}$$

4.8. Температура торможения в относительном движении

$$T_{w_1}^* = T_{c_1}^* \left[1 - \frac{k-1}{k+1} (2\lambda_u \lambda_{c_1} \cos \alpha_1 - \lambda_u^2) \right],$$

где $T_{c_1}^* = T_0^* = 800 K$; $\lambda_u = \frac{u}{a_{кр}} = \frac{214,7}{514,4} \approx 0,417$

$$T_{w_1}^* = 800 \left[1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} (2 \cdot 0,47 \cdot \cos 22^\circ - 0,417^2) \right] \approx 745,0 K$$

4.9. Критическая скорость звука в относительном движении

$$a_{крw} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{w_1}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,43}{1,43+1} 281 \cdot 745,0} \approx 496,4 \text{ м/с}$$

4.10. Приведенная скорость

$$\lambda_{w_1} = \frac{w_1}{a_{крw}} = \frac{168,1}{496,4} \approx 0,3387$$

4.11. Приведенный расход (газодинамическая функция расхода)

$$q(\lambda_{w_1}) = \lambda_{w_1} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0,3387 \left[\frac{1,43+1}{2} \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,3387^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,43-1}} \approx 0,5079$$

4.12. Число Маха в относительном движении

$$M_{w_1} = \sqrt{\frac{2}{k+1} \cdot \frac{\lambda_{w_1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_1}^2}} = \sqrt{\frac{2}{1,43+1} \cdot \frac{0,3387^2}{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot (0,3387)^2}} \approx 0,3104$$

4.13. Полное давление в относительном движении

$$p_{w_1}^* = p_{c_1}^* \frac{\pi(\lambda_{c_1})}{\pi(\lambda_{w_1})}, \text{ где } \pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\pi(\lambda_{c_1}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_1}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,6740^2 \right)^{\frac{1,43}{1,43-1}} \approx 0,7567$$

$$\pi(\lambda_{w_1}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_1}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,3387^2 \right)^{\frac{1,43}{1,43-1}} \approx 0,9341$$

$$p_{w1}^* = 15,76 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,7567}{0,9341} \approx 12,77 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

5 Определение параметров решетки рабочего колеса

5.1. Высота лопатки рабочего колеса на входе $h_{к1}$

Высоту лопатки рабочего колеса на входе $h_{к1}$ определяем по высоте лопаток соплового аппарата h_c , увеличенной на размер перекрытий:

$$h_{к1} = h_c + \Delta h_{\Pi} + \Delta h_{BT},$$

где Δh_{Π} и Δh_{BT} – перекрытия лопатки рабочего колеса относительно лопатки соплового аппарата на периферии и у втулки соответственно.

Перекрытия $\Delta h_{\Pi}, \Delta h_{BT}$ вводятся для того, чтобы при технологических погрешностях во взаимном расположении соплового аппарата и рабочего колеса и при температурных деформациях обеспечить беспрепятственное течение газа из соплового аппарата в рабочее колесо. В реактивных турбинах на периферии перекрытие следует делать тем больше, чем больше степень реактивности и осевой зазор. Обычно для реактивных турбин $\Delta h_{\Pi} = (2 \dots 4)$ мм, $\Delta h_{BT} = (1 \dots 2)$ мм.

Принимаем $\Delta h_n = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta h_{em} = 1 \cdot 10^{-3}$ м

$$h_{к1} = h_c + \Delta h_n + \Delta h_{em} = (15,2 + 2 + 1) \cdot 10^{-3} = 18,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 18,2 \text{ мм}$$

5.2. Угол потока на входе в решетку рабочего колеса β_1

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - u/c_1}\right) = \arctg\left(\frac{\sin 22^\circ}{\cos 22^\circ - 214,7/346,7}\right) \approx 50,58^\circ$$

5.3. Изэнтропическая скорость на выходе из рабочего колеса w_{2s}

$$w_{2s} = \sqrt{2L_{2s} + w_1^2}, \text{ где } \rho_T = L_{2s}/L_s^*;$$

$$L_{2s} = \rho_T L_s^* = 0,2 \cdot 79,04 \cdot 10^3 \approx 15,81 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 15,81 \text{ кДж/кг}$$

$$w_{2s} = \sqrt{2 \cdot 15,81 \cdot 10^3 + 168,1^2} \approx 244,7 \text{ м/с}$$

5.4. Приведенная изэнтропическая скорость $\lambda_{w_{2s}}$

$$\lambda_{w_{2s}} = \frac{w_{2s}}{a_{крw}} = \frac{244,7}{496,4} \approx 0,4929$$

5.5. Число Маха, подсчитанное на изэнтропической скорости, $M_{w_{2s}}$

$$M_{w_{2s}} = \sqrt{\frac{2}{k+1} \cdot \frac{\lambda_{w_{2s}}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{w_{2s}}^2}} = \sqrt{\frac{2}{1,43+1} \cdot \frac{0,4929^2}{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,4929^2}} \approx 0,4571$$

5.6. Коэффициент скорости рабочего колеса ψ найдем с использованием рисунка 5.5а, выполнив несколько итераций (приближений).

Для предварительного выбора коэффициента скорости рабочего колеса ψ из указанного рисунка воспользуемся ориентировочным соотношением углов $\beta_2 \approx 0,6\beta_1 = 0,65 \cdot 50,58^\circ \approx 30,35^\circ$, а также примем в первом приближении следующие равенства: $\beta_{1л} \approx \beta_1$ и $\beta_{2л} \approx \beta_{2эф}$.

Эффективный угол рабочей решетки $\beta_{2эф}$ находим из выражения $\sin \beta_{2эф} = \sin \beta_2 / k$, где $k=1$ – коэффициент, определенный экспериментальным путем и равный $k=1$ при $M_{w_{2s}} > 0,5$, $k=1,08$ при $M_{w_{2s}} \leq 0,5$ [1] или используем зависимость рисунка, представленной на рисунке 6.1.

В рассматриваемом случае $k=1,08$ $\beta_{2эф} = \arcsin(\sin 30,35^\circ / 1,08) \approx 27,89^\circ$.

Далее находим сумму конструктивных углов профиля лопатки рабочего колеса $(\beta_{1л} + \beta_{2л}) = 50,58^\circ + 27,89^\circ = 78,47^\circ$.

Из рисунка 5.5а для зависимости $\psi_{реакт}$ (зависимости для реактивных лопаток турбины) от суммы конструктивных углов профиля $(\beta_{1л} + \beta_{2л})$ находим коэффициент скорости решетки рабочего колеса $\psi \approx 0,91$.

5.7. Относительная скорость на выходе из колеса

$$w_2 = \psi w_{2s} = 0,91 \cdot 244,7 \approx 222,7 \text{ м/с}$$

5.8. Приведенная скорость $\lambda_{w_2} = \frac{w_2}{a_{крw}} = \frac{222,7}{496,4} \approx 0,4486$

5.9. Приведенный расход $q(\lambda_{w_2})$

$$q(\lambda_{w_2}) = \lambda_{w_2} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0,4831 \left[\frac{1,43+1}{2} \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,4486^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,43-1}} \approx 0,6486$$

5.10. Коэффициент восстановления полного давления σ_2

$$\sigma_2 = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_{w_2}}{\psi} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_2}^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} = \left[\frac{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \left(\frac{0,4486}{0,91} \right)^2}{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,4486^2} \right]^{\frac{1,43}{1,43-1}} \approx 0,9747$$

5.11. Угол потока на выходе из рабочего колеса в относительном движении β_2

Примем высоту канала постоянной по длине лопатки: $h_{к2} = h_{к1} = 18,2$ мм

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{\dot{m}_T' \sqrt{RT_{w1}^*}}{h_{к2} \pi D_{ср} p_{w1}^* \sigma_2 A(k) q(\lambda_{w_2})} \right],$$

$$\text{где } \dot{m}_T' = \dot{m}_T - \dot{m}_y = \dot{m}_T \left(1 - \frac{\dot{m}_y}{\dot{m}_T} \right) = \dot{m}_T \left(1 - \bar{m}_y \right),$$

$$\bar{m}_y = \mu_{зав} \sqrt{1 + \rho_T \left(\frac{1}{\varphi^2 \sin^2 \alpha_1} - 1 \right)} \cdot \left(1 + \frac{h_{1л}}{D_{ср}} \right) \cdot \frac{\delta}{h_{1л}};$$

\dot{m}_T' - массовый расход рабочего тела с учетом потерь расхода на утечки через уплотнения; \bar{m}_y - относительный массовый расход рабочего тела через уплотнения; δ -

минимальный зазор между рабочим колесом и корпусом турбины; $\mu_{заз}$ - коэффициент расхода утечек через минимальный зазор.

Для рабочего колеса без бандажа под δ понимают радиальный зазор, для рабочего колеса с бандажом под δ - минимальный осевой или радиальный зазор между рабочим колесом и корпусом. Величину минимального зазора между рабочим колесом и корпусом турбины обычно выбирают из диапазона $\delta = (1...3,5) \text{ мм}$.

Выбираем вариант рабочего колеса с бандажом и принимаем $\delta = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Тогда из рисунка 5.5 найдем величину коэффициента расхода $\mu_{заз} \approx 0,3$.

$$m_y = 0,3 \sqrt{1 + 0,2 \left(\frac{1}{0,975^2 \cdot \sin^2 22^\circ} - 1 \right) \cdot \left(1 + \frac{18,2}{164,1} \right) \cdot \frac{1,0}{18,2}} = 0,0528$$

$$m'_T = 53 \cdot (1 - 0,00528) = 50,20 \text{ кг/с}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{55,80 \cdot \sqrt{281 \cdot 745,0}}{18,2 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 0,6898 \cdot 164,1 \cdot 10^{-3} \cdot 12,77 \cdot 10^6 \cdot 0,9747 \cdot 0,6486} \right] \approx 26,09^\circ$$

По полученной величине угла потока на выходе из рабочего колеса уточняем сумму конструктивных углов профиля лопатки рабочего колеса с учетом принятых ранее приближенных равенств $\beta_{1л} \approx \beta_1$ и $\beta_{2л} \approx \beta_{2эф}$. Эффективный угол рабочей решетки

$\beta_{2эф} = \arcsin(\sin 26,09^\circ / 1,08) \approx 24,03^\circ$. Сумма конструктивных углов профиля лопатки рабочего колеса $(\beta_{1л} + \beta_{2л}) = 50,58^0 + 24,03^0 = 74,61^0$.

Из рисунка 5.5 а для зависимости $\psi_{реакт}$ от суммы конструктивных углов профиля $(\beta_{1л} + \beta_{2л})$ уточняем величину коэффициента скорости решетки рабочего колеса $\psi = 0,905$. Расхождение между полученными предыдущим и настоящим значениями коэффициента скорости $\delta\psi = |0,91 - 0,905| \cdot 100\% / 0,905 \approx 0,6\%$ не превышает 3%, то значение $\psi = 0,905$ принимаем как окончательное и далее уточняем параметры по пунктам 5.7...5.10.

5.7А. Относительная скорость на выходе из колеса

$$w_2 = \psi w_{2s} = 0,905 \cdot 244,7 \approx 221,5 \text{ м/с}$$

5.8А. Приведенная скорость $\lambda_{w_2} = \frac{w_2}{a_{крw}} = \frac{221,5}{496,4} \approx 0,4461$

5.9А. Приведенный расход $q(\lambda_{w_2})$

$$q(\lambda_{w_2}) = \lambda_{w_2} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0,4831 \left[\frac{1,43+1}{2} \left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,4461^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,43-1}} \approx 0,6456$$

5.10А. Коэффициент восстановления полного давления σ_2

$$\sigma_2 = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_{w_2}}{\psi} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_2}^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} = \left[\frac{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \left(\frac{0,4461}{0,91} \right)^2}{1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,4461^2} \right]^{\frac{1,43}{1,43-1}} \approx 0,9734$$

5.11А. Угол потока на выходе из рабочего колеса в относительном движении β_2

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{55,80 \cdot \sqrt{281 \cdot 745,0}}{18,2 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 0,6898 \cdot 164,1 \cdot 10^{-3} \cdot 12,77 \cdot 10^6 \cdot 0,9734 \cdot 0,6456} \right] \approx 26,13^\circ$$

5.12. Эффективный угол решетки рабочего колеса $\beta_{2\text{эф}}$

$$\sin \beta_{2\text{эф}} = \frac{\sin \beta_2}{k}; \quad \beta_{2\text{эф}} = \arcsin \left(\frac{\sin \beta_2}{k} \right)$$

Поскольку $M_{w2} < 0,5$, то $k = 1,08$

$$\beta_{2\text{эф}} = \arcsin \left(\frac{\sin 26,13^\circ}{1,08} \right) = 24,06^\circ$$

Примечание: Другой возможный вариант определения эффективного угла рабочей решетки по формуле $\beta_{2\text{эф}} = \beta_2 - \delta\beta_2$ и с использованием зависимости, представленной на рисунке 6.1.

5.13. Ширину решетки лопаток рабочего колеса выбираем из рекомендуемого соотношения $\bar{b}_{opt} = \frac{b_K}{h_K} = (0,4 \dots 1,0)$, где $h_K = (h_{K1} + h_{K2}) / 2 = (18,2 + 18,2) / 2 = 18,2 \text{ мм}$.

Тогда, принимая $\bar{b}_{opt} = 0,8$, находим $b_K = \bar{b}_{opt} h_K = 0,8 \cdot 18,2 \approx 14,6 \text{ мм}$

5.14. Угол изгиба профиля лопатки рабочего колеса

$\Theta_K = 180^\circ - (\beta_{1л} + \beta_{2л})$, где $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ - соответственно входной и выходной конструктивные углы лопатки рабочего колеса.

Принимая $\beta_{1л} \approx 50,58^\circ$ и $\beta_{2л} \approx \beta_{2\text{эф}} = 24,06^\circ$, находим

$$\Theta_K = 180^\circ - (50,58^\circ + 24,06^\circ) = 105,36^\circ$$

5.15. Угол установки профиля лопатки в решетке рабочего колеса γ_K

$$\gamma_K = \beta_{2л} + (0,3 \dots 0,4)\Theta_K \quad \gamma_K = 24,06^\circ + 0,36 \cdot 105,36^\circ \approx 62,26^\circ$$

Примечание: Другой возможный вариант определения угла установки профиля лопатки в рабочей решетке с помощью рисунка 6.2.

5.16. Длина хорды профиля лопатки $b_{лК}$

$$b_{лК} = b_K / \sin \gamma_K = 14,6 / \sin 62,26^\circ = 16,5 \text{ мм}$$

5.17. Относительный шаг решетки лопаток рабочего колеса $\bar{t}_K = t_K / b_{лК}$ находится в пределах $(0,50 \dots 0,85)$. Принимаем $\bar{t}_K = 0,75$.

Примечание: Другой возможный вариант определения оптимального значения относительного шага решетки рабочего колеса с помощью рисунка 6.3.

5.18. Шаг решетки рабочего колеса t_K

$$t_K = \bar{t}_K b_{лК} = 0,75 \cdot 16,5 \approx 12,4 \text{ мм}$$

5.19. Число лопаток рабочего колеса z_K

$$z_K = \pi D_{cp} / t_K = \pi \cdot 164,1 / 12,4 \approx 41,6$$

Полученное значение числа лопаток рабочего колеса округляем до ближайшего целого числа $z_K = 42$ и уточняем величину шага решетки рабочего колеса

$$t_K = \pi D_{cp} / z_K = \pi \cdot 164,1 / 42 \approx 12,3 \text{ мм}$$

6 Определение параметров потока на выходе из рабочего колеса

6.1. Полное давление в относительном движении

$$p_{w_2}^* = \frac{p_2}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_2}^2\right)^{k/(k-1)}} = \frac{11 \cdot 10^6}{\left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,4461^2\right)^{\frac{1,43}{1,43+1}}} = 12,39 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

6.2. Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin \beta_2)^2 + (w_2 \cos \beta_2 - u)^2} = \\ = \sqrt{(221,5 \cdot \sin 26,09^\circ)^2 + (221,5 \cdot \cos 26,09^\circ - 214,7)^2} = 98,7 \text{ м/с}$$

6.3. Угол потока на выходе из рабочего колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u}\right), \quad \text{если } w_2 \cos \beta_2 > u$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \arctg\left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u}\right), \quad \text{если } w_2 \cos \beta_2 < u$$

В нашем случае $w_2 \cos \beta_2 < u$, тогда

$$\alpha_2 = 180^\circ - \arctg\left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u}\right) = 180^\circ - \arctg\left(\frac{221,5 \cdot \sin 26,09^\circ}{221,5 \cdot \cos 26,09^\circ - 214,7}\right) \approx 99,02^\circ$$

6.4. Статическая температура T_2

$$T_2 = T_{w_2}^* - \frac{k-1}{2kR} w_2^2; \quad T_{w_2}^* = T_{w_1}^* = 745,0 \text{ К}; \quad T_2 = 745,0 - \frac{1,43-1}{2 \cdot 1,43 \cdot 281} \cdot 221,5^2 \approx 718,7 \text{ К}$$

6.5. Температура торможения T_2^*

$$T_2^* = T_2 + \frac{k-1}{2kR} c_2^2 = 718,7 + \frac{1,43-1}{2 \cdot 1,43 \cdot 281} \cdot 98,7^2 \approx 723,9 \text{ К}$$

6.6. Критическая скорость звука

$$a_{2кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_2^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,43}{1,43+1} \cdot 281 \cdot 723,9} \approx 489,3 \text{ м/с}$$

$$6.7. \text{ Приведенная скорость } \lambda_{c_2} = \frac{c_2}{a_{2кр}} = \frac{98,7}{489,3} \approx 0,2017$$

6.8. Давление торможения p_2^*

$$p_2^* = \frac{p_2}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_2}^2\right)^{k/(k-1)}} = \frac{11,0 \cdot 10^6}{\left(1 - \frac{1,43-1}{1,43+1} \cdot 0,2017^2\right)^{\frac{1,43}{1,43+1}}} \approx 11,27 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$6.9. \text{ Плотность газа } \rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{11,0 \cdot 10^6}{281 \cdot 718,7} = 54,5 \text{ кг/м}^3$$

6.10. Окружная составляющая абсолютной скорости

Если $w_2 \cos \beta_2 > u$, то $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$,

если $w_2 \cos \beta_2 < u$, то $c_{2u} = c_2 \cos(180^\circ - \alpha_2)$

В нашем случае $w_2 \cos \beta_2 < u$, тогда

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 98,7 \cos(180^\circ - 99,02^\circ) \approx 15,5 \text{ м/с}$$

6.11. Осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 98,7 \sin 99,02^\circ \approx 97,5 \text{ м/с}$$

7 Определение работы, мощности и КПД турбины

7.1. Отношение скоростей $\frac{u}{c_1} = \frac{214,7}{346,7} = 0,619$

7.2. Окружной КПД турбины η_u

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} (1 - \rho_T) \cdot \left(\cos \alpha_1 + \psi \cos \beta_2 \cdot \sqrt{\left[1 + \frac{\rho_T}{\varphi^2 (1 - \rho_T)} + \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 - 2 \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 \right]} - \frac{u}{c_1} \right)$$

$$\eta_u = 2 \cdot 0,975^2 \cdot 0,619 \cdot (1 - 0,2) \times$$

$$\times \left(\cos 22^\circ + 0,905 \cdot \cos 26,09^\circ \sqrt{\left[1 + \frac{0,2}{0,975^2 (1 - 0,2)} + 0,619^2 - 2 \cdot 0,619 \cdot \cos 22^\circ \right]} - 0,619 \right) \approx$$

$$\approx 0,8303$$

7.3. Удельная окружная работа L_u с

Поскольку окружной КПД турбины $\eta_u = \frac{L_u}{L_s^*}$; тогда $L_u = \eta_u L_s^*$

$$L_u = 0,8303 \cdot 79,04 \cdot 10^3 = 65,627 \cdot 10^3 \frac{\text{дж}}{\text{кг}} = 67,627 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

7.4. Расход через уплотнение $\dot{m}_y = \dot{m}_T = 0,0528 \cdot 53,0 = 2,798 \text{ кг/с}$

7.5. Расход через решетку рабочего колеса

$$\dot{m}_T' = \dot{m}_T - \dot{m}_y = 53,0 - 2,798 = 50,2 \text{ кг/с}$$

7.6. Расходный КПД $\eta_p = \frac{\dot{m}_T'}{\dot{m}_T} = 50,2/53,0 = 0,947$

7.7. Окружная мощность турбины $N_u = L_u \cdot \dot{m} = 67,627 \cdot 50,2 = 3294,5 \text{ кВт}$

7.8. Потери мощности на трение диска $N_{mp,d}$ определим с помощью соотношения

$$N_{mp,d} = 2C_{mp} \rho_1 r_\partial^5 \omega^3,$$

где $C_{mp} = 0,039 / \sqrt[5]{\text{Re}_\partial}$ - коэффициент трения диска; $\text{Re}_\partial = \frac{r_\partial^2 \omega}{\nu}$ - число

Рейнольдса; $r_\partial = (D_{cp} - h_k) / 2$; $h_k = (h_{k1} + h_{k2}) / 2 = (18,2 + 18,2) / 2 = 18,2 \text{ мм}$;

ν - кинематический коэффициент вязкости рабочего тела.

Принимаем кинематический коэффициент вязкости рабочего тела, равным $\nu = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вычисляем $r_\partial = (D_{cp} - h_k) / 2 = (164,1 - 18,2) / 2 = 72,95 \text{ мм} = 0,07295 \text{ м}$;

$$\text{Re}_\partial = \frac{r_\partial^2 \omega}{\nu} = \frac{(0,07295)^2 \cdot 2617}{1 \cdot 10^{-4}} \approx 1,393 \cdot 10^5; \quad C_{mp} = 0,039 / \sqrt[5]{1,393 \cdot 10^5} = 3,65 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{mp,d} = 2 \cdot 3,65 \cdot 10^{-3} \cdot 58,58 (72,95 \cdot 10^{-3})^5 \cdot 2617^3 \approx 15835 \text{ Вт} = 15,835 \text{ кВт}$$

7.9. Потери мощности на трение бандажа $N_{mp.\delta}$ находим с помощью выражения

$$N_{mp.\delta} = C_{\delta} \rho_1 \omega^3 b_{\delta} D_{\delta}^4,$$

где $C_{\delta} = 0,1/\sqrt{Re_{\delta}}$ - коэффициент трения бандажа; $Re_{\delta} = \frac{\omega D_{\delta} \delta_r}{2\nu}$ - число Рейнольдса; b_{δ} - ширина бандажа лопатки рабочего колеса; $D_{\delta} = D_{cp} + h_k + 2\Delta h_k$ - наружный диаметр бандажа; Δh_k - высота бандажа; δ_r - радиальный зазор между бандажом и корпусом турбины.

Принимаем ширину бандажа лопатки, равной ширине лопатки рабочего колеса $b_{\delta} = b = 0,0146$ м, высоту бандажа $\Delta h_k = 2$ мм.

$$D_{\delta} = D_{cp} + h_k + 2\Delta h_k = 0,1641 + 0,0182 + 2 \cdot 0,002 = 0,1863 \text{ м}$$

Выражение для коэффициента трения бандажа C_{δ} справедливо при соотношении $\frac{\delta_r}{D_{cp}} = 0,017 \dots 0,21$. Принимаем $\delta_r = 3,5$ мм; $\nu = 1 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

$$Re_{\delta} = \frac{2617 \cdot 0,1863 \cdot 0,0035}{2 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} \approx 0,731 \cdot 10^4, \text{ тогда } C_{\delta} = 0,1/\sqrt{0,731 \cdot 10^4} \approx 1,169 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{mp.\delta} = 1,169 \cdot 10^{-3} \cdot 58,58 \cdot 2617^3 \cdot 14,6 \cdot 10^{-3} \cdot (186,3 \cdot 10^{-3})^4 \approx 21586 \text{ Вт} = 21,586 \text{ кВт}$$

7.10. Мощность (внутренняя) турбины N_T

$$N_T = N_u - N_{mp.\delta} - N_{mp.\delta} = 3294,5 - 15,835 - 21,586 = 3257,1 \text{ кВт}$$

7.11. Удельная работа турбины $L_T = N_T / \dot{m}_T = 3257,1 / 53,0 \approx 61,45$ кДж/кг

7.12. Коэффициент работы $\bar{L}_T = \frac{L_T}{u^2} = \frac{61,45 \cdot 10^3}{214,7^2} = 1,333$

7.13. КПД турбины η_T

$$N_T = \dot{m}_T L_s^* \eta_T, \quad \eta_T = \frac{N_T}{\dot{m}_T L_s^*} = \frac{3257,1 \cdot 10^3}{53,0 \cdot 79,04 \cdot 10^3} = 0,778$$

В завершении расчета необходимо выполнить проверку. Если полученная в результате расчетов мощность будет отличаться от заданной более, чем на 5 %, то следует повторить расчет, изменив давление на входе в турбину или температуру газа (при изменении температуры будет меняться и расход газа). В случае значительного изменения температуры и давления должен быть уточнен баланс мощностей ТНА.

В рассматриваемом случае полученная мощность турбины отличается от заданной $\delta N_T = |3257,1 - 3250| \cdot 100\% / 3250 \approx 0,22\%$ существенно меньше, чем на 5%, то расчет можно завершить.

Графическая часть результатов данного проектного расчета одноступенчатой предкамерной турбины представлена в разделе (III - 6.4) в виде плана скоростей и эскизов чертежей меридионального сечения турбины и профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса.

В рассмотренном разделе (I - 6.1) приведен расчет одноступенчатой реактивной турбины с относительно короткими лопатками осевых турбин ($D_{cp} / h_k \geq (6-8)$). Особенности расчета реактивной турбины с относительно длинными лопатками ($D_{cp} / h_k \leq 5$) представлены в следующем разделе.

II - 6.2 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ С ОТНОСИТЕЛЬНО ДЛИННЫМИ ЛОПАТКАМИ

Лопатки осевых турбин, применяемых в ЖРД, по относительной ее высоте (D_{cp}/h_k) делят на относительно короткие $(D_{cp}/h_k \geq (6-8))$ и относительно длинные $(D_{cp}/h_k \leq 5)$ лопатки [8]. В зависимости от этого возникают некоторые особенности их проектирования.

При расчете и профилировании относительно коротких лопаток $(D_{cp}/h_k \geq (6-8))$ профиль поперечного сечения лопатки рассматривают постоянным по высоте (с постоянными лопаточными углами $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$) и расчет и профилирование ведут лишь по среднему диаметру рабочего колеса, пренебрегая изменениями окружной скорости u по высоте лопатки, а, следовательно, и изменениями относительной скорости w и угла β . Как правило, такой подход используется при проектировании автономных турбин, у которых расход рабочего тела относительно мал и, как следствие этого, получаются относительно короткие лопатки.

Для предкамерных реактивных турбин, имеющих относительно большие расходы рабочего тела, и при некоторых мощностях ТНА при проектировании турбины будут получаться относительно длинные лопатки.

В случае применения относительно длинных лопаток $(D_{cp}/h_k \leq 5)$ необходимо учитывать изменение параметров потока по высоте лопаток и степени реактивности из-за влияния центробежных сил частиц газа.

Чтобы соблюсти условие радиального равновесия частиц газа в межлопаточном канале и выдержать оптимальный входной угол атаки, профиль лопатки должен меняться по высоте решетки, т.е лопатки должны иметь закрутку. Существует несколько методов закрутки лопаток.

Известно несколько законов профилирования, определяющих различные методы закрутки лопаток [4, 8]:

1. Профилирование по закону постоянства циркуляции, характеризуется уравнениями:

$$c_u \cdot r = \text{const}, \quad c_a = \text{const},$$

которое обеспечивает равномерное поле осевой скорости за сопловой решеткой при изэнтропическом истечении;

2. Профилирование по закону:

$$\rho \cdot c_a = \text{const}.$$

3. Профилирование по закону постоянства угла α_1 с учетом потерь, характеризуемому уравнениями:

$$c_{1u} \cdot r \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 = \text{const}, \quad c_{1a} \cdot r \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 = \text{const},$$

которое обеспечивает поле осевой скорости в этом случае неравномерное, но лопатки сопловой решетки выполняются незакрученными.

4. Профилирование по закону постоянства реактивности по высоте лопатки:

$$\frac{c_u^2}{r} - \frac{c_a^2}{R} = 0.$$

Достоинства каждого способа профилирования подробно освещены в технической литературе.

В ЖРД наиболее целесообразно профилирование реактивных одноступенчатых турбин с относительно длинными лопатками по закону $\alpha_1 = \text{const}$. Использование этого закона позволяет проектировать сопловой аппарат с постоянным профилем лопаток по высоте, что значительно облегчает его изготовление.

У длинных лопаток рабочего колеса профилирование ведется по нескольким сечениям лопаток, обычно по периферийному (наружному) D_n , среднему D_{cp} , и втулочному (внутреннему) $D_{вт}$ диаметрам.

У длинных лопаток реактивных турбин необходимо проверить величину реактивности на периферии и у корня лопатки.

У лопаток с закруткой при постоянном угле α_1 реактивность на любом радиусе i

$$\rho_{Ti} = 1 - (1 - \rho_{T.cp}) \left(r_{1cp} / r \right)^2 \cos^2 \alpha_{1cp} ,$$

где индекс «ср» означает параметр турбины на среднем диаметре турбины D_{cp} .

Если в результате расчета будет получено у корня лопатки $\rho < 0$, то следует повторить весь расчет турбины, задавшись увеличенным $\rho_{T.cp}$ или применить другой метод закрутки.

Ниже излагается методика расчёта для закона закрутки по высоте лопаток рабочего колеса $\alpha_1 = \text{const}$ [17]. Определяются параметры для втулочного и периферийного сечений (расчет параметров для среднего сечения D_{cp} приведен выше в разделе I-6.1). При необходимости более точного профилирования лопатки рабочего колеса по высоте проводят расчёт ещё для двух и более промежуточных сечений.

Вначале выполняется расчет параметров потока на входе в рабочее колесо для i -того сечения (для втулочного и периферийного сечений).

1. Параметры потока на входе в рабочее колесо для втулочного сечения лопатки.

1.1. Диаметр втулки на входе в рабочее колесо $D_{1вт} = D_{cp} - h_{к1}$.

1.2. Относительный диаметр втулки $\bar{D}_{1вт} = \frac{D_{1вт}}{D_{cp}}$.

1.3. Угол потока на выходе из соплового аппарата в абсолютном движении $\alpha_{1вт} = \alpha_{1ср}$.

1.4. Коэффициент скорости $\varphi_{вт} = \varphi_{ср}$

1.5. Абсолютная величина скорости потока на выходе из соплового аппарата

$$c_{1вт} = c_{1ср} \frac{1}{\bar{D}_{1вт}^2 \cos^2 \alpha_{1ср}}$$

1.6. Окружная составляющая абсолютной скорости $c_{1\omegaвт} = c_{1вт} \cos \alpha_{1вт}$

1.7. Осевая составляющая абсолютной скорости $c_{1\omegaвт} = c_{1вт} \sin \alpha_{1вт}$

1.8. Изэнтропическая скорость истечения газа из соплового аппарата

$$c_{1свт} = \frac{C_{1вт}}{\varphi_{вт}}$$

1.9. Эффективный угол сопловой решетки $\alpha_{1\text{эфвт}}$ находим из выражения

$\sin \alpha_{1\varphi\delta m} = \sin \alpha_{1\delta m} / k$, где $k=1$ – коэффициент, определенный экспериментальным путем и равный $k=1$ при $M_{c1s} > 0,5$, $k=1,08$ при $M_{c1s} \leq 0,5$ [1].

Примечание: Другой возможный вариант определения эффективного угла сопловой решетки по формуле $\alpha_{1\varphi\delta m} = \alpha_{1\delta m} - \delta\alpha_{1\delta m}$ и с использованием зависимости, представленной на рисунке 6.1 [17].

1.10. Полное давление $p_{1\delta m}^* = \sigma_{1\delta m} p_0^*$,

где коэффициент восстановления полного давления

$$\sigma_{1\delta m} = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_{c1\delta m}}{\varphi_{\delta m}} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1\delta m}^2} \right]^{\frac{k}{k-1}},$$

приведенная скорость звука $\lambda_{c1\delta m} = \frac{c_{1\delta m}}{a_{кр1}}$,

критическая скорость звука $a_{кр1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$

1.11. Статическое давление $p_{1\delta m} = p_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1\delta m}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$

1.12. Статическая температура $T_{1\delta m} = T_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1\delta m}^2 \right)$

1.13. Плотность газа $\rho_{1\delta m} = \frac{p_{1\delta m}}{RT_{1\delta m}}$

1.14. Окружная скорость вращения колеса $u_{1\delta m} = u_{1\delta m} \bar{D}_{1\delta m} = \pi D_{1\delta m} n / 60$

1.15. Окружная составляющая относительной скорости на входе в рабочее колесо

$$w_{1u\delta m} = c_{1u\delta m} - u_{1\delta m}$$

1.16. Угол входа потока в рабочее колесо в относительном движении

$$\beta_{1\delta m} = \arctg \frac{c_{1a\delta m}}{w_{1u\delta m}} - \text{если } w_{1u} > 0;$$

$$\beta_{1\delta m} = 180^\circ - \arctg \left| \frac{c_{1a\delta m}}{w_{1u\delta m}} \right| - \text{если } w_{1u} < 0.$$

1.17. Относительная скорость у втулки $w_{1\delta m} = \sqrt{w_{1u\delta m}^2 + c_{1a\delta m}^2}$

1.18. Температура торможения в относительном движении

$$T_{w1\delta m}^* = T_{c1\delta m}^* \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \left(2\lambda_{u\delta m} \lambda_{c1\delta m} \cos \alpha_{1\delta m} - \lambda_{u\delta m}^2 \right) \right],$$

где $T_{c1}^* = T_0^*$; $\lambda_{u\delta m} = \frac{u_{\delta m}}{a_{кр}}$; $a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$

1.19. Критическая скорость звука в относительном движении

$$a_{крw\delta m} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{w1\delta m}^*}$$

$$1.20. \text{ Приведенная скорость } \lambda_{w1\epsilon m} = \frac{w_{1\epsilon m}}{a_{крW\epsilon\epsilon}},$$

1.21. Полное давление в относительном движении

$$p_{w1\epsilon m}^* = p_{c1\epsilon m}^* \frac{\pi(\lambda_{c1\epsilon m})}{\pi(\lambda_{w1\epsilon m})},$$

$$\text{где } \pi(\lambda_{c1\epsilon m}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1\epsilon m}^*\right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \pi(\lambda_{w1\epsilon m}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w1\epsilon m}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

2. Параметры потока на входе в рабочее колесо для периферийного сечения.

2.1. Диаметр периферийного сечения на входе в рабочее колесо $D_{1n} = D_{cp} + h_{к1}$.

2.2. Относительный диаметр периферийного сечения $\bar{D}_{1n} = \frac{D_{1n}}{D_{cp}}$.

2.3. Угол потока на выходе из соплового аппарата в абсолютном движении

$$\alpha_{1n} = \alpha_{1cp}.$$

2.4. Коэффициент скорости $\varphi_n = \varphi_{cp}$

2.5. Абсолютная величина скорости потока на выходе из соплового аппарата

$$c_{1n} = c_{1cp} \frac{1}{\bar{D}_{1n} \varphi^2 \cos^2 \alpha_{1cp}}$$

2.6. Окружная составляющая абсолютной скорости $c_{1un} = c_{1n} \cos \alpha_{1n}$

2.7. Осевая составляющая абсолютной скорости $c_{1an} = c_{1n} \sin \alpha_{1n}$

2.8. Изэнтропическая скорость истечения газа из соплового аппарата $c_{1sn} = \frac{c_{1n}}{\varphi_n}$

2.9. Эффективный угол сопловой решетки $\alpha_{1\epsilon\phi n}$ находим из выражения

$\sin \alpha_{1\epsilon\phi n} = \sin \alpha_{1n} / k$, где $k=1$ – коэффициент, определенный экспериментальным путем и равный $k=1$ при $M_{c1s} > 0,5$, $k=1,08$ при $M_{c1s} \leq 0,5$ [1].

Примечание: Другой возможный вариант определения эффективного угла сопловой решетки по формуле $\alpha_{1\epsilon\phi n} = \alpha_{1n} - \delta\alpha_{1n}$ и с использованием зависимости, представленной на рисунке 6.1 [17].

2.10. Полное давление $p_{1n}^* = \sigma_{1n} p_0^*$,

$$\text{где коэффициент восстановления полного давления } \sigma_{1n} = \frac{\left[1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_{c1n}}{\varphi_n}\right)^2\right]^{\frac{k}{k-1}}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1n}^2},$$

приведенная скорость звука $\lambda_{c1n} = \frac{c_{1n}}{a_{крп1}}$,

критическая скорость звука $a_{крп1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$

2.11. Статическое давление $p_{1n} = p_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1n}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$

2.12. Статическая температура $T_{1n} = T_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1n}^2 \right)$

2.13. Плотность газа $\rho_{1n} = \frac{p_{1n}}{RT_{1n}}$

2.14. Окружная скорость вращения колеса $u_{1n} = u_{1n} \bar{D}_{1n} = \pi D_{1n} n / 60$

2.15. Окружная составляющая относительной скорости на входе в рабочее колесо

$$w_{1un} = c_{1un} - u_{1n}$$

2.16. Угол входа потока в рабочее колесо в относительном движении

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{c_{1an}}{w_{1un}} - \text{если } w_{1u} > 0;$$

$$\beta_{1em} = 180^\circ - \arctg \frac{c_{1an}}{|w_{1un}|} - \text{если } w_{1u} < 0.$$

2.17. Относительная скорость у втулки $w_{1n} = \sqrt{w_{1un}^2 + c_{1an}^2}$

2.18. Температура торможения в относительном движении

$$T_{w1n}^* = T_{c1n}^* \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \left(2\lambda_{un}\lambda_{c1n} \cos \alpha_{1n} - \lambda_{un}^2 \right) \right],$$

где $T_{c1n}^* = T_0^*$; $\lambda_{uem} = \frac{u_n}{a_{кр}}$; $a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$

2.19. Критическая скорость звука в относительном движении $a_{крwn} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{w1n}^*}$

2.20. Приведенная скорость $\lambda_{w1n} = \frac{w_{1n}}{a_{крwn}}$,

2.21. Полное давление в относительном движении

$$p_{w1n}^* = p_{c1n}^* \frac{\pi(\lambda_{c1n})}{\pi(\lambda_{w1n})},$$

где $\pi(\lambda_{c1n}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1n}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$; $\pi(\lambda_{w1n}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w1n}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$

После завершения расчета вычерчиваются треугольники скоростей на входе в РК для всех трех контрольных сечений: втулочного, периферийного и сечения на среднем диаметре.

Затем выполняется расчет параметров потока на выходе из рабочего колеса.

3. Параметры потока на выходе их рабочего колеса для втулочного сечения

3.1. Диаметр втулки на выходе из рабочего колеса $D_{2em} = D_{cp} - h_{к2}$.

3.2. Относительный диаметр втулки $\bar{D}_{2em} = \frac{D_{2em}}{D_{cp}}$.

3.2. Угол потока в абсолютном движении $\alpha_{2em} = \alpha_{2cp}$.

3.3. Окружная скорость вращения $u_{2\text{вм}} = u_{2\text{ср}} \bar{D}_{2\text{вм}} = \pi D_{2\text{вм}} n / 60$.

3.3. Статическое давление на выходе из рабочего колеса $p_{2\text{вм}} = p_{2\text{ср}} = p_2$.

3.4. Изобарическая скорость на выходе из рабочего колеса

$$w_{2\text{свб}} = \sqrt{2L_{2s} + w_{1\text{вм}}^2}, \text{ где } \rho_T = L_{2s} / L_s^*.$$

3.5. Приведенная изобарическая скорость $\lambda_{w_{2\text{свб}}} = \frac{w_{2\text{свб}}}{a_{\text{кр}w}}$.

3.6. Коэффициент скорости $\psi_{\text{вм}} = \psi_{\text{ср}} = \psi$.

3.7. Относительная скорость на выходе из колеса $w_{2\text{вм}} = \psi_{\text{вм}} w_{2\text{свб}}$.

3.8. Приведенная скорость $\lambda_{w_{2\text{вм}}} = \frac{w_{2\text{вм}}}{a_{\text{кр}w}}$.

3.9. Угол выхода потока в относительном движении

$$\beta_{2\text{вм}} = \alpha_{2\text{ср}} - \arcsin \left[\frac{u_{2\text{вм}} \sin \alpha_{2\text{ср}}}{w_{2\text{вм}}} \right]$$

3.10. Эффективный угол рабочей решетки $\beta_{2\text{эфвм}}$ находим из выражения

$\sin \beta_{2\text{эфвм}} = \sin \beta_{2\text{вм}} / k$, где $k=1$ – коэффициент, определенный экспериментальным путем и равный $k=1$ при $M_{w_{2s}} > 0,5$, $k=1,08$ при $M_{w_{2s}} \leq 0,5$ [1].

Примечание: Другой возможный вариант определения эффективного угла сопловой решетки по формуле $\beta_{2\text{эфвм}} = \beta_{2\text{вм}} - \delta\beta_{2\text{вм}}$ и с использованием зависимости, представленной на рисунке 6.1 [17].

3.11. Осевая и окружная составляющие относительной скорости потока

$$w_{2\text{авм}} = w_{2\text{вм}} \sin \beta_{2\text{вм}}$$

$$w_{2\text{увм}} = w_{2\text{вм}} \cos \beta_{2\text{вм}}$$

3.12. Абсолютная скорость на выходе из рабочего венца $c_{2\text{вм}} = \frac{w_{2\text{авм}}}{\sin \alpha_{2\text{вм}}}$

3.13. Окружная составляющая абсолютной скорости потока

$$c_{2\text{увм}} = w_{2\text{увм}} - u_{2\text{вм}}$$

3.14. Полная температура $T_{w_{2\text{вм}}}^* = T_{w_{1\text{вм}}}^*$.

3.15. Статическая температура $T_{2\text{вм}} = T_{w_{2\text{вм}}}^* - \frac{k-1}{2kR} w_{2\text{вм}}^2$::

3.16. Плотность газа за рабочим венцом $\rho_{2\text{вм}} = \frac{p_{2\text{вм}}}{RT_{2\text{вм}}}$.

3.17. Критическая скорость звука $a_{2\text{крвм}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{2\text{вм}}^*}$

3.18. Приведенная скорость $\lambda_{c_{2\text{вм}}} = \frac{c_{2\text{вм}}}{a_{2\text{крвм}}}$.

3.19. Давление торможения $p_{2\text{вм}}^* = \frac{p_{2\text{вм}}}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{2\text{вм}}}^2\right)^{k/(k-1)}}$

3.20. Шаг решетки рабочего колеса $t_{\text{вм}} = \pi D_{\text{вм}} / z_k$.

3.21. Длина хорды профиля лопатки $b_{\text{лвм}}$ находится из соотношения

$$\bar{t}_{\text{вм}} = t_{\text{вм}} / b_{\text{лвм}} = (0,50 \dots 0,85).$$

Примечание: Другой возможный вариант определения оптимального значения относительного шага решетки рабочего колеса с помощью рисунка 6.3 [17].

3.22. Угол изгиба профиля лопатки рабочего колеса

$\Theta_{\text{вм}} = 180^\circ - (\beta_{1\text{лвм}} + \beta_{2\text{лвм}})$, где $\beta_{1\text{лвм}}$ и $\beta_{2\text{лвм}}$ - соответственно входной и выходной конструктивные углы лопатки рабочего колеса для втулочного сечения

3.23. Угол установки профиля лопатки в решетке рабочего колеса $\gamma_{\text{вм}}$

$$\gamma_{\text{вм}} = \beta_{2\text{лвм}} + (0,3 \dots 0,4)\Theta_{\text{вм}}$$

Примечание: Другой возможный вариант определения угла установки профиля лопатки в рабочей решетке с помощью рисунка 6.2 [17].

3.24. Ширина решетки лопаток рабочего колеса для лопатки $b_{\text{вм}} = b_{\text{лвм}} \sin \gamma_{\text{вм}}$.

4. Параметры потока на выходе из рабочего колеса для периферийного сечения.

4.1. Диаметр периферийного сечения на выходе из рабочего колеса

$$D_{2n} = D_{\text{ср}} + h_{\text{к}2}.$$

4.2. Относительный диаметр периферийного сечения $\bar{D}_{2n} = \frac{D_{2n}}{D_{\text{ср}}}$.

4.2. Угол потока в абсолютном движении $\alpha_{2n} = \alpha_{2\text{ср}}$.

4.3. Окружная скорость вращения $u_{2n} = u_{2\text{ср}} \bar{D}_{2\text{вн}} = \pi D_{2n} n / 60$.

4.3. Статическое давление на выходе из рабочего колеса $p_{2n} = p_{2\text{ср}} = p_2$.

4.4. Изэнтропическая скорость на выходе из рабочего колеса

$$w_{2sn} = \sqrt{2L_{2s} + w_{1n}^2}, \text{ где } \rho_T = L_{2s} / L_s^*.$$

4.5. Приведенная изэнтропическая скорость $\lambda_{w_{2sn}} = \frac{w_{2sn}}{a_{\text{кр}w}}$.

4.6. Коэффициент скорости $\psi_n = \psi_{\text{ср}} = \psi$.

4.7. Относительная скорость на выходе из колеса $w_{2n} = \psi_n w_{2sn}$.

4.8. Приведенная скорость $\lambda_{w_{2n}} = \frac{w_{2n}}{a_{\text{кр}w}}$.

4.9. Угол выхода потока в относительном движении

$$\beta_{2n} = \alpha_{2\text{ср}} - \arcsin \left[\frac{u_{2n} \sin \alpha_{2\text{ср}}}{w_{2n}} \right]$$

4.10. Эффективный угол рабочей решетки $\beta_{2\text{эфн}}$ находим из выражения

$\sin \beta_{2\text{эфн}} = \sin \beta_{2n} / k$, где $k=1$ – коэффициент, определенный экспериментальным путем и равный $k=1$ при $M_{w_{2s}} > 0,5$, $k=1,08$ при $M_{w_{2s}} \leq 0,5$ [1].

Примечание: Другой возможный вариант определения эффективного угла сопловой решетки по формуле $\beta_{2\text{эфн}} = \beta_{2n} - \delta\beta_{2n}$ и с использованием зависимости, представленной на рисунке 6.1 [17].

4.11. Осевая и окружная составляющие относительной скорости потока

$$w_{2an} = w_{2n} \sin \beta_{2n}$$

$$w_{2un} = w_{2n} \cos \beta_{2n}$$

4.12. Абсолютная скорость на выходе из рабочего венца $c_{2n} = \frac{w_{2an}}{\sin \alpha_{2n}}$

4.13. Окружная составляющая абсолютной скорости потока

$$c_{2un} = w_{2un} - u_{2n}$$

4.14. Полная температура $T_{w_{2n}}^* = T_{w_{1n}}^*$.

4.15. Статическая температура $T_{2n} = T_{w_{2n}}^* - \frac{k-1}{2kR} w_{2n}^2$; ;

4.16. Плотность газа за рабочим венцом $\rho_{2n} = \frac{p_{2n}}{RT_{2n}}$.

4.17. Критическая скорость звука $a_{2крп} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{2n}^*}$

4.18. Приведенная скорость $\lambda_{c_{2n}} = \frac{c_{2n}}{a_{2крп}}$.

4.19. Давление торможения $p_{2n}^* = \frac{p_{2n}}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{2n}}^2\right)^{k/(k-1)}}$

4.20. Шаг решетки рабочего колеса $t_{kn} = \pi D_n / z_k$.

4.21. Длина хорды профиля лопатки b_{ln} находится из соотношения

$$\bar{t}_n = t_n / b_{ln} = (0,50 \dots 0,85).$$

Примечание: Другой возможный вариант определения оптимального значения относительного шага решетки рабочего колеса с помощью рисунка 6.3 [17].

4.22. Угол изгиба профиля лопатки рабочего колеса

$\Theta_n = 180^\circ - (\beta_{1ln} + \beta_{2ln})$, где β_{1ln} и β_{2ln} - соответственно входной и выходной конструктивные углы лопатки рабочего колеса для периферийного сечения.

4.23. Угол установки профиля лопатки в решетке рабочего колеса γ_n

$$\gamma_n = \beta_{2ln} + (0,3 \dots 0,4) \Theta_n$$

Примечание: Другой возможный вариант определения угла установки профиля лопатки в рабочей решетке с помощью рисунка 6.2 [17].

4.24. Ширина решетки лопаток рабочего колеса лопатки $b_n = b_{ln} \sin \gamma_n$.

После этих расчетов вычерчиваются треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса для всех трех сечений. Совместив входные и выходные треугольники скоростей для соответствующих расчетных сечений, получаем возможность оценить требуемую интенсивность изменения формы профилей по высоте лопатки рабочего венца ступени турбины.

В практике реального проектирования расчет и построение профилей выполняют в пяти - десяти сечениях. При курсовом проектировании достаточно ограничиться тремя сечениями: втулочным, средним и периферийным.

III - 6.3 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

1. Профилирование лопаток рабочего колеса

1.1. Подготовка исходных данных

На заключительном этапе газодинамического проектирования ступени турбины выполняется построение профилей сечений рабочей лопатки как профиля плоской

решётки с шагом t , соответствующим радиальному расположению выбранного контрольного сечения.

Для относительно коротких лопаток рабочего колеса строится профиль лопатки в одном радиальном сечении – на среднем диаметре.

Для относительно длинных лопаток рабочего колеса построение профиля лопатки при курсовом проектировании ведется в трех радиальных сечениях: на втулочном, среднем и периферийном диаметрах. В практике реального проектирования расчет и построение профилей выполняют в пяти - десяти радиальных сечениях.

Для профилирования лопаток должны быть известны: углы потока на входе и выходе из лопаточных решёток (β_1 и β_2), величина $\lambda_{w_{2s}}$, а также значение шага t решетки в рассматриваемом сечении.

1.2. Определение значений основных геометрических параметров профилей

Каждый геометрический параметр решётки профилей оказывает влияние как на газодинамические характеристики решётки, так и на прочность профиля лопатки.

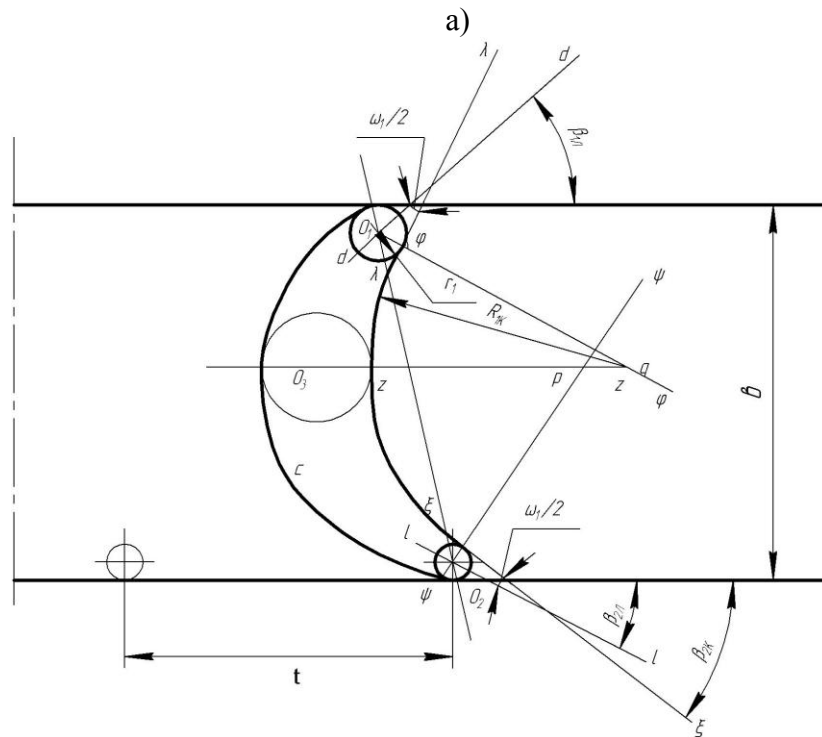
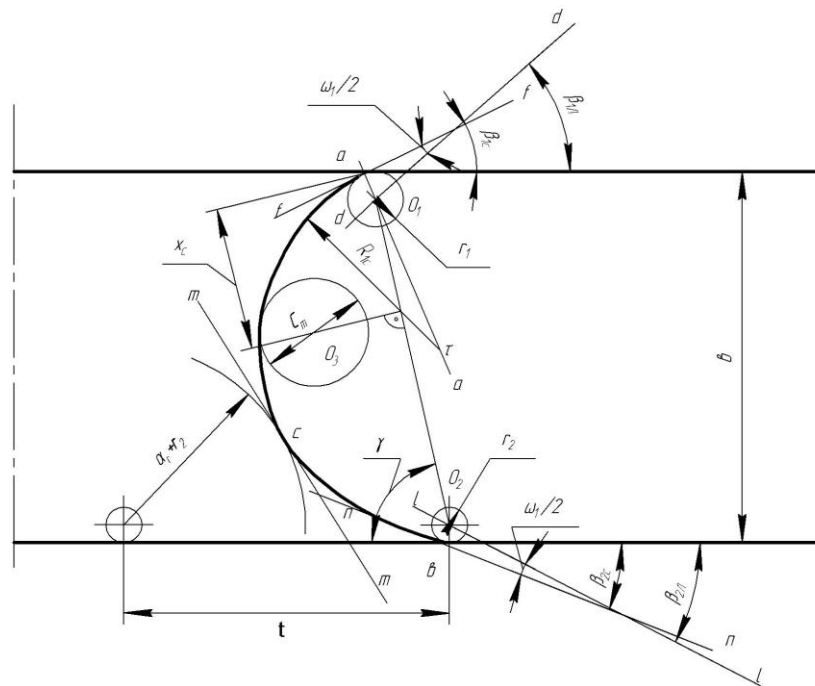
При оценке основных параметров профилей их условно разделяют на две большие группы:

- параметры, соответственно влияющие на газодинамические характеристики решеток и прочностные характеристики профиля; к ним относят конструктивные углы $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$, радиусы скругления входной и выходной кромок r_1 и r_2 (или $r_{вх}$ и $r_{вых}$), угол отгиба выходной кромки, а также максимальную толщину профиля S_m (рисунок 6.4 а, б);

- вспомогательные параметры, используемые в процессе построения решетки; это координата положения максимальной толщины профиля X_c , углы заострения ω_1 и ω_2 входной и выходной кромок, а также угол установки профиля в решетке γ (рисунок 6.4 а, б).

На основе компромисса между требованиями минимальных потерь энергии и требованиями прочности по статистическим данным современных турбин рекомендуются следующие геометрические соотношения для лопаточных решеток в рассматриваемом сечении.

1. Относительный радиус скругления выходной кромки $\bar{r}_2 = r_2 / t$ выражается в долях от шага решетки. В частности, на среднем диаметре величина \bar{r}_2 принимает значения (0,03...0,04). Во втулочных сечениях \bar{r}_2 увеличивается на (15...20)%; в периферийных уменьшается на (10...15)%, при этом должно выполняться условие $\bar{r}_2 \geq 0,3$ мм, что вызвано условиями динамической прочности.



б)

Рисунок 6.4 Построение контура профиля лопатки рабочего колеса на спинке (а) и на корытце (б)

2. Радиус скругления входной кромки r_1 определяется длиной хорды профиля лопатки b_L . По статистическим данным на D_{CP} для лопаток $\bar{r}_1 = r_1 / b_L = (0,035...0,04)$. Во втулочных сечениях величину \bar{r}_1 увеличивается на (15...20)%; в периферийных уменьшается на (10...15)%.

3. Максимальная толщина C_m профиля также определяется величиной хорды b_L . На среднем диаметре обычно $\bar{C}_m = C_m / b_L = (0,1...0,12)$. Во втулочных сечениях \bar{C}_m увеличивают: $\bar{C}_m = (0,15...0,2)$; в периферийных уменьшают: $\bar{C}_m = (0,04...0,05)$.

4. Конструктивный угол входной кромки $\beta_{1л}$ определяется

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i.$$

Угол атаки i рекомендуется назначать:

- в среднем сечении $i = 0$;
- во втулочном сечении $i = +(2...7)^\circ$;
- в периферийном сечении $i = -(2...6)^\circ$.

5. При проектировании профилей $\beta_{2л}$ в первом приближении принимают равным $\beta_{2эф}$.

6. При известном шаге t величина $\beta_{2эф}$ позволяет однозначно определить «горло» межлопаточного канала: $a_{г} = t \sin \beta_{2эф}$.

7. С выбором конструктивных углов профиля непосредственно связан выбор угла отгиба выходной кромки $\delta_{л}$ на участке косога среза. При $M_{w2} < 1$ величина $\delta_{л} = (14...20)^\circ$ на среднем диаметре. Во втулочных сечениях величину $\delta_{л}$ снижают на $(3...5)^\circ$; в периферийных – увеличивают на эту же величину.

Для правильного построения профиля необходимо оценить удаление $\bar{X}_c = X_c / b_{л}$ максимальной толщины C_m от входной кромки. Значение \bar{X}_c для профилей лопаток современных турбин находится в пределах $(0,25...0,35)$. При этом меньшие значения \bar{X}_c соответствуют периферийным сечениям, а большие – втулочным.

Плавность отводов профиля во многом определяется величиной углов заострения входной ω_1 и выходной ω_2 кромок. Статистическая обработка геометрических параметров профилей решеток современных турбин позволяет рекомендовать следующие их значения:

- угол заострения входной кромки $\omega_1 = (7...15)^\circ$;
- угол заострения выходной кромки $\omega_2 = (5...8)^\circ$.

Большие значения углов ω_1 и ω_2 соответствуют втулочным сечениям, а меньшие – периферийным.

1.3. Построение профиля лопатки рабочего колеса

Порядок построения контуров профиля лопатки РК приведен на рисунке 6.4 а,б. Построение рекомендуется выполнять в крупном масштабе (М5:1, М10:1) на форматах А4 и А3 по ГОСТ 2.106-68.

Рассмотрим последовательность выполнения этапов построения.

Построение контура спинки

На прямой линии (см. рисунок 6.4 а), принятой за выходной фронт решётки, откладывают отрезок O'_2 и O_2 , равный шагу решетки t в соответствующем контрольном сечении. Радиусом r_2 проводят окружности в точках O_2 и O'_2 .

Через точку O_2 проводят линию $O_2 - O_1$ под углом γ к выходному фронту решетки. На расстоянии b , параллельно выходному фронту, проводят линию входного фронта решетки. После этого на линии $O_2 - O_1$ отыскивается центр O_1 , из которого проводят касательно ко входному фронту окружность радиусом r_1 .

Через центр O_1 проводят линию d-d под углом $\beta_{1л}$ ко входному фронту решётки, а через центр O_2 - линию l-l под углом $\beta_{2л}$.

Касательно к окружностям радиусов r_1 и r_2 проводят линии $f - f$ под углом $\beta_{1с} = \beta_{1л} - 0,5\omega_1$ ко входному фронту и $n - n$ под углом $\beta_{2с} = \beta_{2л} - 0,5\omega_2$ к выходному

фронту. Точки касания a и b определяют точки пересечения контура спинки профиля с контурами входной и выходной кромок.

Из точки O'_2 радиусом $(a_r + r_2)$ проводят дугу окружности. Для обеспечения потребной пропускной способности межлопаточного канала (расчетных значений β_2 и λ_{w2}) необходимо так сформировать контур спинки профиля, чтобы он коснулся дуги радиуса $(a_r + r_2)$ в некоторой точке c . Положение этой точки на дуге окружности определяется величиной угла отгиба выходной кромки профиля. С этой целью под углом δ_a к линии $n-n$ проводят линию $m-m$ так, чтобы она коснулась дуги окружности $(a_r + r_2)$. Точка касания c и определит искомую точку. С помощью лекала переменной и монотонно меняющей кривизны сопрягают точки b и c . Иногда сопряжение на участке косога среза осуществляют дугой окружности.

Построение контура спинки на входном участке выполняют обычно дугой окружности. С этой целью из точки a восстанавливают перпендикуляр $a-a$ и на нём отыскивают полюс τ , из которого некоторым радиусом R_{1c} очерчивают сопрягающую дугу окружности ac .

Для завершения формирования контура спинки профиля необходимо ещё определить место расположения максимальной толщины профиля. От точки a вдоль хорды откладывают отрезок $a-\rho$, равный X_c . Из точки ρ восстанавливают перпендикуляр до пересечения с контуром спинки в точке ρ' . На линии $\rho-\rho'$ из центра O_3 проводят окружность диаметром C_m , касательную к контуру спинки профиля.

Построение контура корытца

Под углами $\beta_{1k} = \beta_1 + \omega_1 / 2$ и $\beta_{2k} = \beta_2 + \omega_2 / 2$ проводят линии $\lambda-\lambda$ и $\xi-\xi$ касательно к окружностям входной и выходной кромок соответственно. Из точек касания φ и ψ восстанавливают перпендикуляры $\varphi-\varphi$ и $\psi-\psi$. Образование контура корытца профиля осуществляют обычно дугами двух окружностей. С этой целью на перпендикуляре $\varphi-\varphi$ отыскивают точку q , из которой сопрягают окружности входной кромки и максимальной толщины профиля дугой φz .

Выходной участок контура корытца профиля также выполняют единой дугой $z\psi$. Для этого соединяют точки O_3 и z линией $z-z$, продолжая её до пересечения с перпендикуляром $\psi-\psi$ в точке p . Из точки p некоторым радиусом R_{2k} проводят дугу $z\psi$, касающуюся как окружности диаметром C_m , так и окружности радиусом r_2 .

Для формирования формы межлопаточного канала центры O_1 , p и q переносят параллельно фронту решётки на расстояние равное шагу t . Из новых центров O'_1 , p' и q' радиусом r_1 , R_{1k} и R_{2k} формируют контур корытца соседнего профиля.

Образовавшийся межлопаточный канал должен иметь плавно сужающуюся форму. Допустимое значение местной диффузорности $\bar{D} = a_{\max} / a_1$ не должно превышать (1,05...1,10), где a_1 - ширина межлопаточного канала на входе в рабочую решетку; a_{\max} - наибольшая ширина межлопаточного канала.

2. Профилирование лопаток соплового аппарата

Профилирование соплового аппарата турбины при $\alpha_1 = \text{const}$ ведется лишь в одном сечении – на среднем диаметре, поскольку закон профилирования при $\alpha_1 = \text{const}$ позволяет проектировать сопловой аппарат с постоянным профилем лопаток по высоте.

2.1. Подготовка исходных данных

Для профилирования лопаток соплового аппарата должны быть известны: углы потока на входе и выходе из лопаточных решёток (α_0 и α_1), величина λ_{c1S} , а также значение шага t решетки в рассматриваемом сечении.

2.2. Определение значений основных геометрических параметров профилей

1. Относительный радиус скругления выходной кромки на среднем диаметре $\bar{r}_2 = r_2/t = (0,03...0,04)$, при этом должно выполняться условие $\bar{r}_2 \geq 0,3$ мм.

2. Радиус скругления входной кромки на среднем диаметре $\bar{r}_1 = r_1/b_L = (0,035...0,04)$.

3. Максимальная толщина на среднем диаметре $\bar{C}_m = C_m/b_L = (0,1...0,08)$.

4. Конструктивный угол входной кромки $\alpha_{0Л}$ определяется

$$\alpha_{0Л} = \alpha_0 + i.$$

Угол атаки i рекомендуется брать в среднем сечении $i = (0...-5)^\circ$.

5. При проектировании профилей $\alpha_{1Л}$ в первом приближении принимают равным $\alpha_{1ЭФ}$.

6. При известном шаге t величина $\alpha_{1ЭФ}$ позволяет однозначно определить «горло» межлопаточного канала:

$$a_{Г} = t \sin \alpha_{1ЭФ}.$$

7. С выбором конструктивных углов профиля непосредственно связан выбор угла отгиба выходной кромки δ_n на участке косога среза. При $M_{w2} < 1$ величина $\delta_n = (14...20)^\circ$ на среднем диаметре.

Значение $\bar{X}_c = (0,25...0,35)$. Плавность отводов профиля во многом определяется величиной углов заострения входной ω_1 и выходной ω_2 кромок. Статистическая обработка геометрических параметров профилей решеток современных турбин позволяет рекомендовать следующие их значения:

- угол заострения входной кромки $\omega_1 = (7...15)^\circ$;
- угол заострения выходной кромки $\omega_2 = (5...8)^\circ$.

2.3. Построение профиля лопатки соплового аппарата

Порядок построения контуров профиля лопатки СА ведется по аналогии с построением контуров профиля лопатки РК, приведенного в п. 1.3 раздела (I-6.3). Построение профиля лопатки СА рекомендуется выполнять в крупном масштабе (M5:1, M10:1) на форматах А4 и А3 по ГОСТ 2.106-68.

IV- 6.4 ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА

В завершение выполнения проектного расчета и профилирования элементов проточной части одноступенчатой реактивной турбины необходимо построить планы скоростей и эскизы чертежей меридионального сечения турбины и профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса.

Для рассматриваемого примера проектируемой турбины (раздела I-6.1) эскизы чертежей меридионального сечения турбины и профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса и план скоростей соответственно представлены на рисунках 6.5 и 6.6.

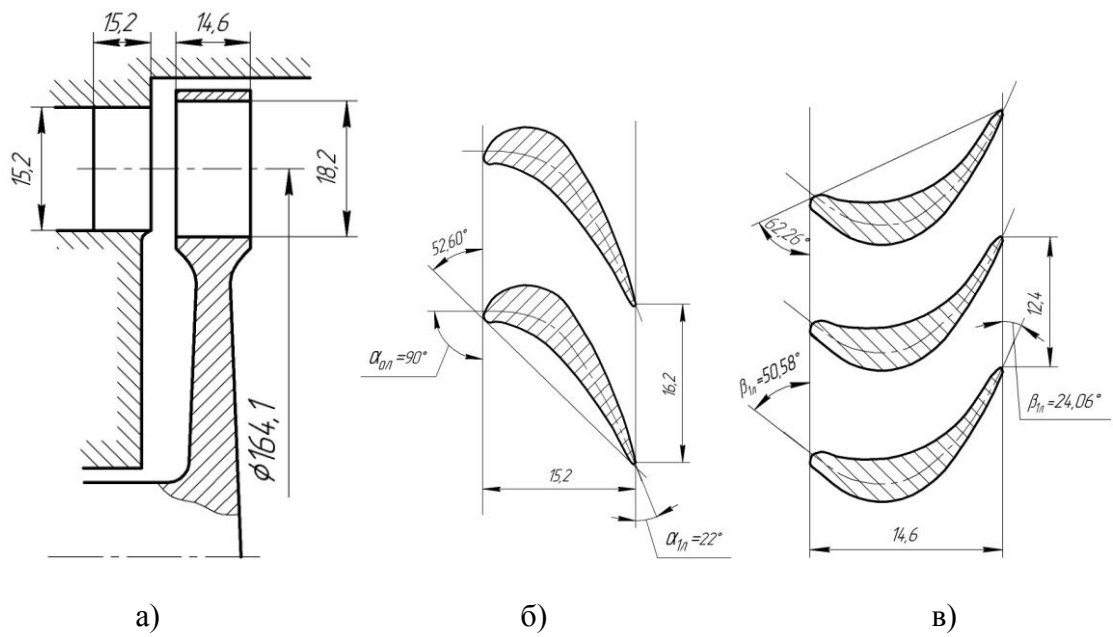


Рисунок 6.5 Меридиональное сечение турбины (а), профили проточной части соплового аппарата (б) и рабочего колеса (в)

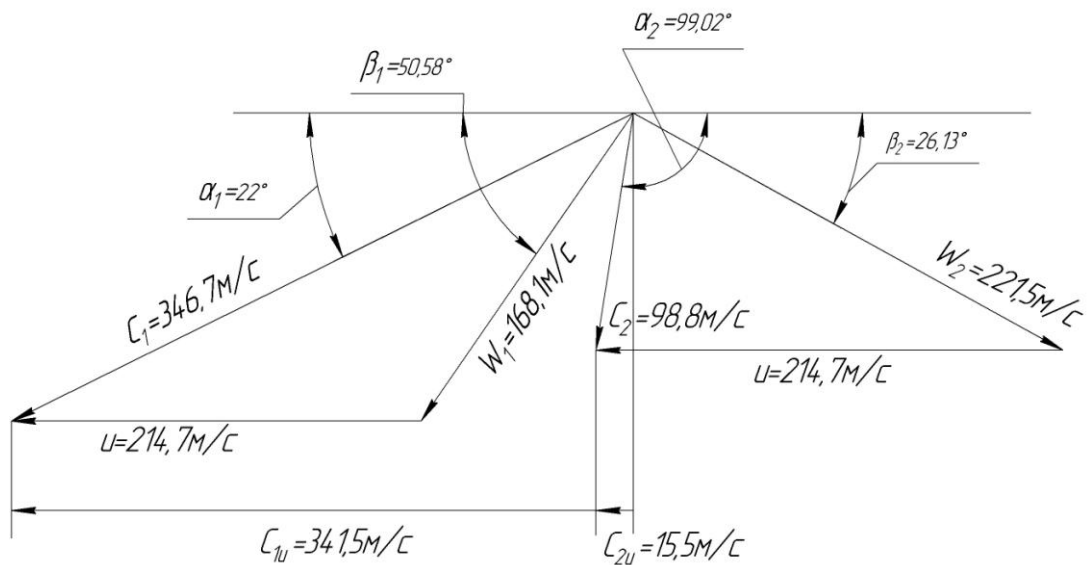


Рисунок 6.6 План скоростей (треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса)

7 Особенности расчета многоступенчатых турбин

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.

Выбор коэффициентов потерь (коэффициентов скорости соплового аппарата φ и рабочего колеса ψ), определение утечек через зазоры, потерь на трение диска и бандажа, потерь, связанной с парциальностью турбины, и т. д. при проектировании многоступенчатых турбин всех типов подчиняется тем же требованиям и выполняется практически так же, как и профилирование соответствующих одноступенчатых турбин (см. разделы 5, 6).

7.1 Особенности расчета двухступенчатой автономной турбины, выполненной на базе двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости

Расчеты показывают [1-3], что преимущества двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости по сравнению с одноступенчатой активной турбиной проявляются в области $u/c_s < 0,2$, при этом меньшим значениям u/c_s соответствуют меньшие значения n_{ST} и большие значения $\bar{\delta}$. Последнее имеет существенное значение при применении в качестве рабочего тела турбины водорода.

Для двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости, как и для одноступенчатой активной турбины, потери, связанные с утечками, потери на трение диска и бандажа и потери с парциальностью смещают максимум КПД турбины от максимума окружного КПД в сторону меньших u/c_s . Смещение тем больше, чем меньше степень парциальности.

С увеличением высоты лопатки КПД решетки (в результате снижения вторичных потерь) и расходный КПД турбины возрастают, а потери на парциальность увеличиваются, так как степень парциальности уменьшается. Поэтому, как и для одноступенчатой турбины, так и для двухступенчатой турбины со ступенями скорости существует оптимальная степень парциальности, при которой КПД турбины будет максимальным.

Мощность второй ступени двухступенчатой турбины со ступенями скорости составляет меньшую часть мощности турбины: (25-20)% от всей мощности турбины. Большая часть мощности турбины приходится на первую ступень (75-80)%. Поэтому оптимальная высота лопаток, определяемая оптимальной степени парциальности, определяется первой ступенью. Исходя из этого, принимаем высоту лопаток первой и второй ступеней одинаковой.

На рисунке 7.1 представлены результаты расчета значений оптимального КПД $\eta_{T_{opt}}$ при ε_{opt} , максимального КПД $\eta_{T_{max}}$ при ε_{opt} и $(u/c_s)_{opt}$ и оптимального отношения $(u/c_s)_{opt}$ в зависимости от коэффициента быстроходности для активной двухступенчатой турбины со ступенями скорости (рабочие колеса с бандажами). Эти зависимости получены при приближенных расчетах, когда $\alpha_{1I} = (13-15)^\circ$, $M_{w1} \leq 1,8$, $\varphi = (0,93-0,95)$, $Re \approx 5 \cdot 10^5$, $\mu_{зав} = (0,4-0,6)$, $b/D_{cp} = (0,03...0,05)$, $t/b = (0,55...0,65)$.

Расчет двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости проводится в основном по методике, изложенной в разделе 5, и состоит из последовательного расчета по этой методике вначале первой ступени, а затем и второй ступени турбины.

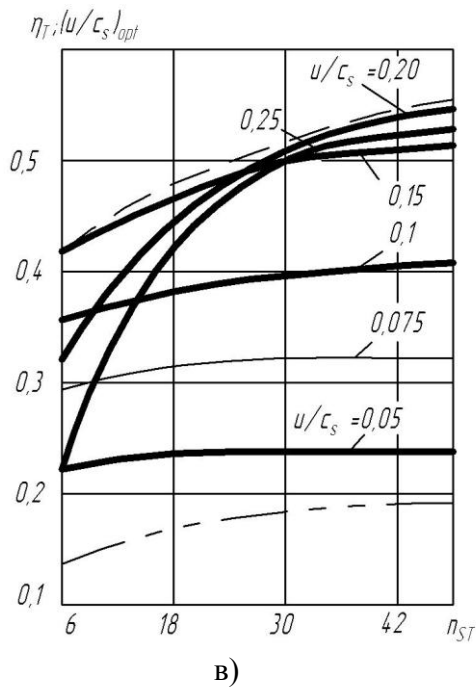
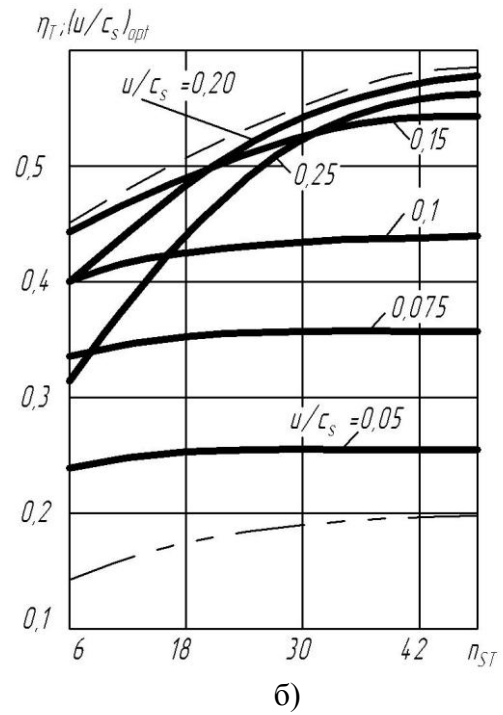
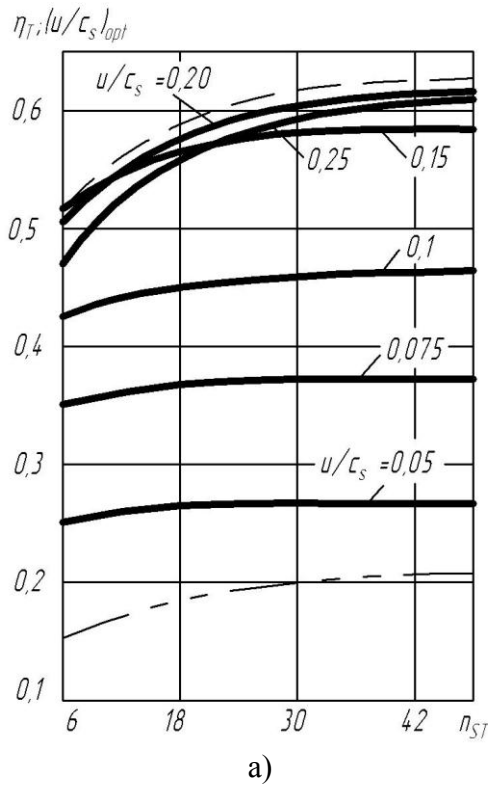


Рисунок 7.1. Зависимость $\eta_{T\text{opt}}$ (----), $\eta_{T\text{max}}$ (- - -) и $(u/c_s)_{\text{opt}}$ (- · - · -) от n_{ST} для двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости (рабочие колеса с бандажами): $a - \bar{\delta} = 0$; $b - \bar{\delta} = 0,01$; $в - \bar{\delta} = 0,02$ [1-3]

Кратко остановимся на некоторых особенностях расчета двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости.

Первоначально определяется потребный расход рабочего тела через турбину по пунктам (1.1-1.12) раздела 5, но с использованием зависимостей, приведенных на

рисунке 7.1. На основании рисунка 7.1 находим оптимальное значение КПД двухступенчатой турбины η_T и определяем потребный расход рабочего тела.

Параметры первой ступени обозначаются дополнительным индексом «I», например $\alpha_{1I}, \beta_{1I}, h_{cI}, N_{TI}$ и др., параметры второй ступени - дополнительным индексом «II», например $\alpha_{1II}, \beta_{1II}, h_{cII}, N_{TII}$ и так далее.

Выбираем вариант соплового аппарата, выполненного либо в виде конических сопел, либо в виде решетки лопаток. Находим высоту канала соплового аппарата в выходном сечении h_c , при этом величина степени парциальности ε выбирается из рисунка 5.3 по определенным величинам n_{ST} и u/c_s (п. 1.10 и 1.6, раздел 5). Далее расчет для первой ступени ведем по методике одноступенчатой активной турбины (см. раздел 5). На основании расчета первой ступени формируем в виде таблицы 5.1 исходные данные для расчета второй ступени: выходные параметры торможения первой ступени - давление и температура рабочего тела; массовый расход рабочего тела с учетом потерь расхода на утечки через уплотнения \dot{m}_{TI}' , высота лопаток на выходе из рабочего колеса первой ступени. Угловая скорость вращения вала турбины и свойства рабочего тела одни и те же и для первой, и для второй ступеней.

После чего осуществляем расчет второй ступени турбины по п. 4 и 5 раздела 5, при этом расчет соплового аппарата и рабочего колеса второй ступени турбины ведется по одной и той же методике - п. 4 раздела 5.

Высоту лопатки соплового аппарата второй ступени h_{cII} определяем по высоте лопатки рабочего колеса первой ступени h_{cI} , увеличенной на размер перекрытий:

$$h_{cII} = h_{cI} + \Delta h_{II} + \Delta h_{BT},$$

где Δh_{II} и Δh_{BT} - перекрытия лопатки соплового аппарата второй ступени относительно лопатки рабочего колеса первой ступени на периферии и у втулки соответственно. Перекрытия $\Delta h_{II}, \Delta h_{BT}$ выбираются по рекомендациям, указанным в разделе 5.

В завершение расчета турбины необходимо определить величины работы, мощности и КПД турбины в целом.

1. Удельная окружная работа турбина $L_u = L_{uI} + L_{uII}$,

где L_{uI} - удельная окружная работа первой ступени турбины; L_{uII} - удельная окружная работа второй ступени турбина.

2. Окружной КПД турбины $\eta_u = L_u / L_s^*$.

3. Расходный КПД турбины $\eta_p = \frac{\dot{m}_{TII}'}{\dot{m}_T}$

\dot{m}_{TII}' - массовый расход рабочего тела с учетом потерь расхода на утечки через уплотнения в первой и второй ступенях турбины.

4. Окружная мощность турбины $N_u = N_{uI} + N_{uII}$

где N_{uI} - окружная мощность первой ступени турбины; N_{uII} - окружная мощность второй ступени турбина.

5. Мощность турбины $N_T = N_{TI} + N_{TII}$

где N_{TI} - мощность первой ступени турбины; N_{TII} - мощность второй ступени турбина.

6. Удельная работа турбины $L_T = N_T / \dot{m}_T$

7. Коэффициент работы турбины $\overline{L}_T = L_T / u^2$

8. КПД турбины $\eta_T = L_T / L_s^*$

Сравним полученную в результате проведенного расчета мощность турбины с заданной мощностью. Если полученная в результате расчета мощность будет отличаться от заданной менее, чем на 5 %, то расчет можно будет завершить. Если полученная в результате расчета мощность будет отличаться от заданной более, чем на 5 %, расчет следует повторить, изменив расход газа через турбину.

7.2 Особенности расчета двухступенчатой предкамерной турбины, выполненной на базе двухступенчатой реактивной турбины

Расчет двухступенчатой реактивной турбины также состоит из последовательного расчета первой ступени, а затем и второй ступени турбины. При этом исходными параметрами для расчета второй ступени являются выходные параметры торможения первой ступени.

В начале проектирования реактивной двухступенчатой турбины задаются распределением теплоперепада (разности энтальпий или располагаемой удельной изоэнтروпической работы) между ступенями.

Рекомендации, выдвигаемые по этому вопросу следующие.

Первый подход: целесообразно большим теплоперепадом нагружать последние ступени, так как при этом обеспечиваются лучшее профилирование меридианального тракта и повышается суммарный КПД турбины. Это достигается за счет более высоких КПД последних ступеней, благодаря меньшим изгибам профилей, а также пониженному влиянию вторичных течений и потерь в зазорах.

Второй подход: 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.

Как вариант распределения можно взять одинаковое срабатывание теплоперепада в каждой ступени турбины.

Кратко остановимся на некоторых особенностях расчета двухступенчатой реактивной турбины.

1. Задаем доли располагаемой изоэнтропической работы газа первой ступени по отношению к располагаемой изоэнтропической работе газа на всей турбине $l_{sI}^* = L_{sI}^* / L_s^*$, в этом соотношении L_{sI}^* - удельная располагаемая изоэнтропическая работа газа в первой ступени турбины.

После чего определяем располагаемую удельную изоэнтропическую работу газа в первой ступени турбины

$$L_{sI}^* = l_{sI}^* L_s^*, \text{ где } L_s^* - \text{ удельная располагаемая изоэнтропическая работа газа в}$$

турбине, определяемая с помощью соотношения
$$L_s^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\pi_T^* \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right].$$

2. Вычисляем степень понижения давления во всей турбине
$$\pi_T^* = \frac{P_0^*}{P_2},$$

где p_0^* - полное давление рабочего тела на входе в турбину (в сопловой аппарат первой ступени); p_2 - статическое давление рабочего тела на выходе из турбины (на выходе из рабочего колеса второй ступени)

3. Определяем степень понижения давления в первой ступени турбины:

$$\pi_{TI}^* = \frac{p_{0I}^*}{p_{2I}}, \quad p_{0I}^* = p_0^*, \quad \pi_{TI}^* = \left[\frac{1}{1 - \frac{(k-1)}{k} \frac{L_{sI}^*}{RT_0^*}} \right]^{k/(k-1)}.$$

4. Давление рабочего тела на выходе из первой ступени (из рабочего колеса первой ступени) $p_{2I} = p_0^* \cdot \pi_{TI}^*$.

Далее расчет для первой ступени ведем по методике одноступенчатой реактивной турбины (см. раздел 6). На основании расчета первой ступени формируем в виде таблицы 6.1 исходные данные для расчета второй ступени: выходные параметры торможения первой ступени - температура и давление рабочего тела; массовый расход рабочего тела

с учетом потерь расхода на утечки через уплотнения \dot{m}_{TI}' , высота лопаток на выходе из рабочего колеса первой ступени. Угловая скорость вращения вала турбины и свойства рабочего тела одни и те же и для первой, и для второй ступеней.

Высоту лопатки соплового аппарата второй ступени h_{cII} определяем по высоте лопатки рабочего колеса первой ступени h_{kI} , увеличенной на размер перекрытий:

$$h_{cII} = h_{kI} + \Delta h_{II} + \Delta h_{BT},$$

где Δh_{II} и Δh_{BT} - перекрытия лопатки соплового аппарата второй ступени относительно лопатки рабочего колеса первой ступени на периферии и у втулки соответственно. Перекрытия Δh_{II} , Δh_{BT} выбираются по рекомендациям, указанным в разделе 6.

5. Определяем степень понижения давления во второй ступени турбины

$$\pi_{TII}^* = \frac{p_{0II}^*}{p_{2II}}, \quad \text{где } p_{2II} = p_2.$$

6. Располагаемая удельная изоэнтропическая работа газа во второй ступени турбины

$$L_{sII}^* = \frac{k}{k-1} RT_{0II}^* \left[1 - \frac{1}{(\pi_{TII}^*)^{(k-1)/k}} \right].$$

После чего осуществляем расчет второй ступени турбины по той же методике одноступенчатой реактивной турбины (см. раздел 6).

В конце проектного расчета необходимо определить величины работы, мощности и КПД турбины в целом.

7.1. Удельная окружная работа турбина $L_u = L_{uI} + L_{uII}$,

где L_{uI} - удельная окружная работа первой ступени турбины; L_{uII} - удельная окружная работа второй ступени турбина.

7.2. Окружной КПД турбины $\eta_u = L_u / L_s^*$.

7.3. Расходный КПД турбины $\eta_p = \frac{\dot{m}_{TII}'}{\dot{m}_T}$

\dot{m}_{TII} - массовый расход рабочего тела с учетом потерь расхода на утечки через уплотнения в первой и второй ступенях турбины.

7.4. Окружная мощность турбины $N_u = N_{uI} + N_{uII}$

где N_{uI} - окружная мощность первой ступени турбины; N_{uII} - окружная мощность второй ступени турбина.

7.5. Мощность турбины $N_T = N_{TI} + N_{TII}$

где N_{TI} - мощность первой ступени турбины; N_{TII} - мощность второй ступени турбина.

7.6. Удельная работа турбины $L_T = N_T / \dot{m}_T$

7.7. Коэффициент работы турбины $\overline{L}_T = L_T / u^2$

7.8. КПД турбины $\eta_T = L_T / L_s^*$

В завершении расчета необходимо выполнить проверку. Если полученная в результате расчетов мощность будет отличаться от заданной более, чем на 5 %, то следует повторить расчет, изменив давление на входе в турбину или температуру газа (при изменении температуры будет меняться и расход газа). В случае значительного изменения температуры и давления должен быть уточнен баланс мощностей ТНА.

7.3 Профилирование элементов проточной части многоступенчатых турбин

7.3.1 Профилирование элементов проточной части второй ступени двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости

Вопросы профилирования лопаточных венцов СА и РК первой ступени подробно рассмотрены в п. IV-5.4 раздела 5, поэтому в этом разделе рассмотрим лишь особенности построения профилей лопаток СА и РК второй ступени [16].

Целью профилирования лопаточных венцов второй ступени является построение профилей лопаток СА и РК, обеспечивающих расчетные углы поворота потока. Минимальный уровень потерь энергии в венцах и необходимый запас прочности на максимальном рабочем режиме турбины.

Построение профилей лопаток соплового аппарата

Прежде, чем приступить собственно к построению форм профилей, необходимо определить или оценить дополнительную информацию.

С этой целью определяют:

1) ширину венца соплового аппарата второй ступени $b_{cII} = (b_{cII} / h_{cII})_{opt} h_{cII}$,

где $(b_{cII} / h_{cII})_{opt}$ – оптимальное значение относительной ширины венца, которое для сверхзвуковых активных решёток находится в пределах (0,7...0,8);

2) хорду профиля $b_{лсII} = b_{cII} / \sin \gamma_{сII}$, где $\gamma_{сII}$ - угол установки профиля в решётке второй ступени; его значение принимается равным (80...90)°;

3) шаг решётки $t_{сII} = (t_{сII} / b_{лсII})_{opt} b_{лсII}$,

где $(t_{сII} / b_{лсII})_{opt}$ – оптимальное значение относительного шага решётки второй ступени, которое для сопловых решёток принимается равным (0,6...0,7);

$$4) \text{ потребное число лопаток } z_{cII} = \frac{\pi D_{cp} \varepsilon_{II}}{t_{cII}},$$

где $\varepsilon_{II} \approx \varepsilon_I$ – степень парциальности соплового аппарата второй ступени; полученное значение z_{cII} округляется до ближайшего целого значения, после чего уточняется шаг решётки t_{cII} .

Кроме дополнительной информации, из ранее приведенных расчетов известны: угол потока на входе в СА второй ступени в абсолютном движении α_{0II} (он же угол потока в абсолютном движении на выходе из рабочего колеса первой ступени) и угол потока на выходе из СА в абсолютном движении α_{1II} .

На основании этой информации осуществляется профилирование решетки СА.

С этой целью на линии, принятой за выходной фронт решётки, откладывают отрезок А-А₁, равный шагу решётки t (см. рисунок 7.2).

Из точки А проводят луч АВ под углом γ к выходному фронту. На луче АВ откладывают отрезок А-В, который равен хорде профиля $b_{л}$. Затем проводят через точки В и В₁ входной фронт решётки (см. рисунок 7.2).

Параллельно входному фронту решётки на расстоянии $b/2$ от него проводят ось симметрии. На хорде профиля АВ строят касательно к фронтам решётки радиусами $r_{вх} = (0,02 \dots 0,025) b_{л}$, а $r_{вых} = (0,015 \dots 0,02) b_{л}$.

Затем формируют контур корытца профиля. С этой целью под углом ($\alpha_{0к} = \alpha_0 + \omega_{вх}/2$) по входному фронту проводят касательную к окружности радиусом $r_{вх}$ (см. рисунок 7.2). Угол заострения входной кромки $\omega_{вх}$ принимается равным $(10 \dots 15)^\circ$ для сверхзвуковых решеток. После этого на линии продольной оси симметрии, методом последовательных приближений, определяют точку Е, из которой радиусом R_1 проводят дугу NP, обеспечивающую сопряжение контура выходной кромки и касательной DP.

Формирование контура спинки профиля выполняется следующим образом.

Под углом ($\alpha_{0с} = \alpha_0 - \omega_{вх}/2$) ко входному фронту решетки проводят касательную к окружности радиусом $r_{вх}$. Под углом ($\alpha_{1с} = \alpha_1 + \omega_{вых}/2$) к выходному фронту проводят касательную к окружности радиусом $r_{вых}$ (см. рисунок 7.2). Величина угла заострения выходной кромки $\omega_{вых}$ принимается равной $(5 \dots 6)^\circ$ для сверхзвуковых решеток.

Для плавного сопряжения линейных участков BK и AL на входном и выходном участках спинки выполняют следующие построения. В точке пересечения F контура корытца с продольной осью симметрии восстанавливают перпендикуляр к последней и проводят его до пересечения с касательной в точках K и L (см. рисунок 7.2). На линии KL, методом последовательных приближений находят точку M, из которой радиусом R_2 и осуществляют сопряжение касательных BK и AL.

Если перенести центр сопряжений (точки Е и М) вдоль фронта решетки на величину шага t , то можно построить контур спинки соседнего профиля. В образовавшейся форме межлопаточного канала определяют минимальную величину горла решетки $a_{Г\min}$. Если $a_{Г\min} \geq 3$ мм, то профилирование считают законченным. В противном случае увеличивают значение шага t и процесс профилирования повторяют.

Приведенный метод профилирования лопаток СА второй ступени дает удовлетворительные результаты в диапазоне $M_{1s} = (0,9 \dots 1,5)$.

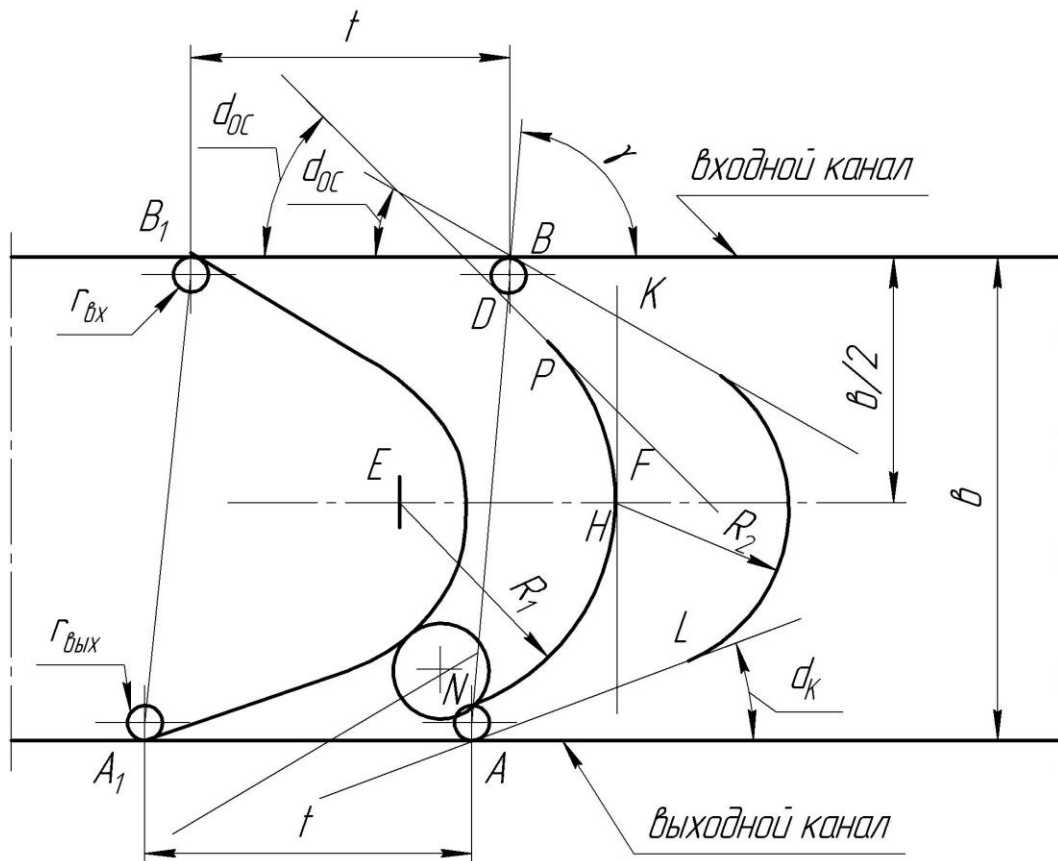


Рисунок 7.2 Профилирование лопатки соплового аппарата второй ступени

Построение профилей лопаток рабочего колеса

Выполнение работ по профилированию лопаток также начинается с определения дополнительной информации, необходимой для построения.

С этой целью определяют:

1) ширину венца рабочего колеса второй ступени $b_{кII} = (b_{кII} / h_{кII})_{opt} h_{кII}$,

где $(b_{кII} / h_{кII})_{opt}$ – оптимальное значение относительной ширины венца, которое для активных до- или трансзвуковых рабочих решеток находится в пределах (0,7...0,8);

2) хорду профиля $b_{лкII} = b_{кII} / \sin \gamma_{кII}$, где $\gamma_{кII}$ – угол установки профиля в решетке второй ступени; его значение принимается равным (80...85)°;

3) шаг решетки $t_{кII} = (t_{кII} / b_{лкII})_{opt} b_{лкII}$,

где $(t_{кII} / b_{лкII})_{opt}$ – оптимальное значение относительного шага решетки второй ступени, которое для рабочих решеток принимается равным (0,65...0,75);

4) потребное число лопаток $z_{кII} = \frac{\pi D_{ср}}{t_{кII}}$,

Полученное значение $z_{кII}$ округляется до ближайшего целого значения, после чего уточняется шаг решетки $t_{кII}$.

5) Величина горла межлопаточного канала РК $a_{ГII} = t_{кII} \sin \beta_{2II}$.

По результатам ранее проведенного проектного расчета известны углы потока в относительном движении на входе и выходе из решетки РК β_1 и β_2 , а также значения приведенных скоростей λ_{w1} и λ_{w2} . На основании этой информации осуществляется профилирование решетки РК.

проводится дуга CM , формирующая контур спинки профиля в месте максимального изгиба.

Контур корытца профиля формируется в следующей последовательности.

Под углом ($\beta_{1к}=\beta_1 + \omega_{вх}/2$) ко входному фронту решетки проводят касательную к окружности, образующей входную кромку профиля. В точке касания R восстанавливают перпендикуляр к касательной (см. рисунок 7.3) и на нем методом последовательных приближений находят точку G , на которой радиусом R_2 проводят дугу RQ . Эта дуга, касаясь входной кромки в точке R и выходной – в точке Q , образует искомый контур корытца профиля. Если перевести точку G параллельно фронту решетки на расстояние, равному шагу t , то радиусом R_2 можно сформировать контур корытца соседнего профиля. Образовавшуюся форму межлопаточного канала проверяют на «запирание». С этой целью радиусом, равным $a_{Г}$, из пяти-семи точек S_i , расположенных на контуре корытца соседнего профиля (см. рисунок 7.3), проводят дуги до пересечения друг с другом. Выделив таким образом в межлопаточном канале полосу постоянной ширины, равную величине $a_{Г}$, по оставшейся области судят о качестве спроектированного профиля. Если оставшаяся область представляет плавно сужающуюся зону, то межлопаточный канал конфузурный, и в этом смысле профиль решетки выполнен правильно.

Если же полоса постоянной ширины пересечет контур спинки профиля или оставшаяся область канала изменяется немонотонно, то следует осуществить коррекцию формы профиля. Это достигается тем, что изменяются углы заострения входной и выходной кромок $\omega_{вх}$ и $\omega_{вых}$ и повторяют профилирование контуров спинки и корытца.

Описанный способ профилирования лопаток рабочего колеса активной ступени позволяет реализовать заданное изменение параметров в ступени в диапазоне значений $\lambda_{wi}=(0,8\dots 1,1)$. Для более низких значений целесообразно выполнять контуры спинки и корытца профиля сопряжением локальных кривых [20].

7.3.2 Профилирование элементов проточной части двухступенчатой реактивной турбины

Профилирование лопаточных венцов СА и РК первой и второй ступени двухступенчатой реактивной турбины осуществляется в соответствии с методикой, изложенной в п. (IV-6.4) раздела 6.

8 Основные требования по выполнению проектного расчета, содержанию и оформлению курсовой работы

В данном разделе в кратком виде изложены основные требования по выполнению проектного расчета: цель, задачи и этапы проектного расчета, - и по содержанию и оформлению расчетно-пояснительной записки курсовой работы.

ЦЕЛЬ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА: определение основных геометрических и кинематических параметров турбины, которые при заданных параметрах рабочего тела обеспечивают получение расчетного значения мощности при достижении максимального КПД турбины и минимальных ее габаритах и массе.

1. ЗАДАЧИ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА:

1.1. Выбрать основные геометрические и режимные параметры турбины, а также оценить необходимые коэффициенты потерь энергии в элементах проточной части.

1.2. Провести расчет параметров потока в элементах проточной части турбины на среднем диаметре, для рабочих колес реактивных турбин с относительно длинными лопатками – в трех сечениях: на среднем, втулочном и периферийном диаметрах.

1.3. Определить мощность проектируемой турбины и осуществить коррекцию расчета при ее отличии от заданных значений.

1.4. Выполнить проектирование каналов и построить чертежи меридионального сечения турбины и профилей лопаток (каналов) соплового аппарата и рабочего колеса турбины в ее характерных сечениях турбины.

1.5. Построить в масштабе планы скоростей потока в характерных сечениях турбины.

2. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ:

2.1. Подготовка, уточнение исходных данных и их представление в виде таблицы, например в виде таблицы 5.1 или 6.1.

2.2. Выбор и обоснование схемы ТНА: расположение насоса горючего, насоса окислителя и турбины относительно друг друга, тип входных патрубков насосов, количество входов насосов (см. раздел 3).

2.3. Расчет и выбор величины максимально допустимой угловой скорости вала ТНА из условия бескавитационной работы насосов (насоса) – см. раздел 4.

2.4. Выбор типа турбины: автономная или предкамерная, одноступенчатая или двухступенчатая турбина, активная или реактивная ступени (см. раздел 2).

2.5. Расчет основных геометрических и кинематических параметров турбины на среднем диаметре, для рабочих колес реактивных турбин с относительно длинными лопатками – на среднем, втулочном и периферийном диаметрах (см. разделы 5, 6 или 7).

2.6. Профилирование меридионального сечения и каналов соплового аппарата и рабочего колеса турбины в характерных ее сечениях (см. разделы 5, 6 или 7).

2.7. Оформление расчетно-пояснительной записки проектного расчета.

3. СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ОФОРМЛЕНИЯ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ:

Пояснительная записка начинается с описания исходных данных для рассчитываемой турбины. Затем следует выбрать, обосновать и изобразить схему ТНА или турбины-прототипа и описание к этим схемам.

Газодинамический расчет турбины целесообразно проводить после выполнения пунктов (2.1-2.4) настоящего раздела, в основном, в последовательности, изложенной в разделах (5-7), в зависимости от типа используемой турбины.

В процессе расчета по тексту записки должны быть даны необходимые рисунки, схемы и пояснения.

Текстовая и графические части записки должны быть выполнены в соответствии с требованиями ГОСТ 2.301-68 и указаниями [19].

Планы скоростей должны быть выполнены в масштабе.

Построение меридионального сечения и профилей лопаток (каналов) соплового аппарата и рабочего колеса турбины рекомендуется выполнять в крупном масштабе (М5:1, М10:1) на форматах А4 и А3 по ГОСТ 2.106-68.

Содержание расчетно-пояснительной записки с указанием разделов расчета, номеров страниц помещается в самом ее начале. Список использованной литературы должен размещаться в конце записки. Все страницы расчетно-пояснительной записки должны иметь сквозную нумерацию и сшиты в единую брошюру.

Текст и чертежи пояснительной записки оформляются только с использованием компьютера.

9 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

По завершении выполнения проектного расчета проводится защита курсовой работы. Перечень некоторых контрольных вопросов по защите курсовой работы приведен ниже.

1. В чем состоят особенности автономных турбин ТНА ЖРД?
2. В чем состоят особенности предкамерных турбин ТНА ЖРД?
3. Почему автономные турбины ТНА обычно активного типа?
4. Почему предкамерные турбины ТНА обычно реактивного типа?
5. Области эффективного применения активных и реактивных турбин.
6. Причины и цель применения многоступенчатых турбин.
7. Какие типы многоступенчатых турбин Вы знаете и каковы их особенности?
8. Достоинства и недостатки многоступенчатых турбин по сравнению с одноступенчатыми турбинами.
9. Какова причина применения парциального подвода рабочего тела?
10. Какова цель постановки бандажа и физика его влияния на рабочий процесс турбины?
11. Какие факторы определяют целесообразность выбора угла потока на выходе из соплового аппарата одноступенчатых активных турбин ТНА из диапазона $(15^\circ \dots 20)^\circ$?
12. Какие факторы определяют целесообразность выбора угла потока на выходе из соплового аппарата одноступенчатых реактивных турбин ТНА из диапазона $(18^\circ \dots 25)^\circ$?
13. Пути повышения мощности турбины при проектировании.
14. Как можно снизить расход рабочего тела при проектировании на заданную мощность?
15. Почему снижается КПД ступени при парциальном подводе рабочего тела?
16. Какие возможны пути повышения скорости истечения газа из СА?
17. Каковы способы снижения выходных потерь в ступени?
18. Чем вызвана необходимость верхней и нижней перекрышек?
19. Назовите способы снижения утечек в ступени?
20. Перечислите основные виды потерь энергии в турбине?
21. Перечислите номенклатуру КПД, применяемую для оценки различных потерь в турбине?
22. Каковы причины применения в активных турбинах осесимметричных сопел с косым срезом?
23. Как влияет на мощность турбины изменение давления газа на входе СА?
24. Какое влияние на мощность турбины оказывает изменение температуры газа на входе в СА?
25. Почему активные турбины рассчитывают только по среднему диаметру?
26. В чем особенности расчета реактивных турбин с относительно длинными лопатками?
27. Почему и как отличаются углы $\alpha_{1эфф}$ и α_1 ?
28. Почему и как отличаются углы $\beta_{2эфф}$ и β_2 ?
29. Какое влияние на КПД ступени оказывают основные геометрические соотношения лопаточных венцов t и h ?
30. Как изменяется мощность турбины при изменении частоты вращения?
31. В чем отличие рабочего процесса сопловых аппаратов первой и второй ступеней двухступенчатой турбины со ступенями скорости?
32. Как повысить угловую скорость вращения вала турбины с помощью выбора конструктивной схемы ТНА?

Список использованных источников

- 1 Овсянников, Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский Б.И. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.: ил.
- 2 Овсянников, Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский Б.И. – М.: Машиностроение, 1971. – 539 с.: ил.
- 3 Овсянников, Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский Б.И. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 343 с.: ил.
- 4 Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей / Под ред. В.М. Кудрявцева. В 2-х кн. Кн. 2. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1993. – 368 с.: ил.
- 5 Волков, Е.Б. Жидкостные ракетные двигатели / Е.Б. Волков, Л.Г. Головкин, Т.А. Сырицын – М.: Воениздат, 1970. – 592 с.: ил.
- 6 Добровольский, М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования: Учебник для вузов / М.В. Добровольский. 2-е изд., перераб. и доп.; под ред. Д.А. Ягодникова.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.– 448 с.: ил.
- 7 Егорычев, В.С. Термодинамический расчет и проектирование камер ЖРД: Учебное пособие / В.С. Егорычев, В.С. Кондрусев.– Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009.– 108 с. : ил.
- 8 Белоусов, А.И. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие / А.И. Белоусов, И.П. Косицын, С.Н. Рождественский – Куйбышев: КуАИ, 1974. – 135 с.: ил.
- 9 Белоусов, А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1988. – 92 с.: ил.
- 10 Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей: Учебник для студентов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки» / Г.Г. Гахун, В.И. Баулин, В.А. Володин и др.; Под общ. ред. Г.Г. Гахуна.– М.: Машиностроение, 1989.– 424 с.: ил.
- 11 Тихонов, Н.Т. Выбор параметров и методика расчета шнекоцентробежного насоса систем питания ТНА: Методические указания к курсовой работе / Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н. Матвеев. – Куйбышев: КуАИ, 1989 – 28 с.
- 12 Матвеев, В.Н. Проектный расчет шнекоцентробежного насоса: Учебное пособие / В.Н. Матвеев, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 64 с.: ил.
- 13 Зрелов, В.Н. Жидкие ракетные топлива / В.Н. Зрелов В.Н., Е.П. Серегин. – М.: Химия, 1975. – 319 с.: ил.
- 14 Егорычев, В.С. Топлива химических ракетных двигателей: Учебное пособие / В.С. Егорычев, В.С. Кондрусев.– Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007.– 72 с. : ил.
- 15 Тихонов, Н.Т. Выбор параметров и методика расчета осевой одноступенчатой автономной турбины турбонасосного агрегата: Методические указания к курсовой работе / Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н. Матвеев. – Куйбышев: КуАИ, 1987 – 27 с.
- 16 Тихонов, Н.Т. Выбор параметров и методика расчета осевой двухступенчатой автономной турбины турбонасосного агрегата. Методические указания к курсовой работе Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н. Матвеев. – Куйбышев: КуАИ, 1987 – 32 с.
- 17 Тихонов, Н.Т. Термогазодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД с помощью π -i-T-функций: Учебное пособие Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н. Матвеев, В.С. Кузьмичев– Самара: СГАУ, 2000. – 92 с.

18 Емин, О.Н. Воздушные газовые турбины с одиночными соплами / О.Н. Емин, С.П. Зарицкий. - М.: Машиностроение, 1975. – 215 с.

19 СТО СГАУ 02068410-004-2007. Общие требования к учебным текстовым документам. / Стандарт организации. Комплексная система управления качеством деятельности ВУЗа. - Самара: СГАУ, 2007 – 32с.

20 Аронов, Б.М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлев. – М.: Машиностроение, 1975. – 192 с.