## Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА (национальный исследовательский университет)»

В.Н. Матвеев, А.В. Сулинов

# ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ И ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ АВТОНОМНЫХ ОСЕВЫХ ТУРБИН ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД

Учебное пособие

УДК 629.7.036:621.438.001.2(075.8)

Матвеев В.Н., Сулинов А.В. Проектный расчет одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин турбонасосных агрегатов ЖРД: Учебное пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2011. - 85 с.

#### **ISBN**

В учебном пособии проектный расчет одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин ТНА ЖРД рассматривается в рамках проведения сквозного курсового проектирования ЖРД и его основных узлов, включая ТНА. На базе полученных результатов термодинамического расчета и проектирования ЖРД студент самостоятельно формирует исходные данные для проектирования ТНА и его агрегатов, в том числе и для турбины.

В учебном пособии даны рекомендации по рациональному выбору и обоснованию конструктивной схемы ТНА, количеству ступеней турбины. Приведена методика расчета максимально допустимой угловой скорости вала турбины ТНА.

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 одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 160302 «Ракетные двигатели», для выполнения курсовой работы по учебной дисциплине «Теория, расчет и проектирование лопаточных машин ракетных двигателей» и дипломного проектирования лопаточных машин ЖРД, разработано на кафедре теории двигателей летательных аппаратов.

Табл. 4. Ил. 26. Библиогр. 18 назв.

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 и типы используемых турбин в ТНА ЖРД	7
2. Автономные турбины ТНА ЖРД	11
2.1 Особенности автономных турбин	11
2.2 Области рационального применения одноступенчатых и	
многоступенчатых турбин	14
2.2.1 Одноступенчатые турбины	14
2.2.2 Многоступенчатые турбины	16
3. Выбор и обоснование конструктивной схемы ТНА	21
3.1 Конструктивные схемы ТНА	21
3.2 Влияние конструктивной схемы ТНА на угловую скорость вала	
турбины	23
4. Расчет угловой скорости вала ТНА	26
4.1 Методика расчета угловой скорости вала турбины	26
4.2 Пример расчета угловой скорости вала турбины	30
5. Проектный расчет и профилирование одноступенчатой автономной	
турбины, выполненной на базе одноступенчатой активной турбины	34
5.1 Предварительный расчет параметров турбины	36
5.2 Уточненный расчет параметров турбины	54
5.3 Профилирование элементов проточной части турбины	61
5.4 Графическая часть результатов проектного расчета	
3.4 Трафическая часть результатов проектного расчета	66
6. Проектный расчет и профилирование двухступенчатой автономной	
турбины, выполненной на базе двухступенчатой активной турбины со	
ступенями скорости	68
6.1 Особенности проектного расчета двухступенчатой автономной	
турбины, выполненной на базе двухступенчатой активной турбины со	<b>60</b>
ступенями скорости	68
6.2 Профилирование элементов проточной части двухступенчатой	72
активной турбины со ступенями скорости	73
7. Основные требования по выполнению проектного расчета,	70
содержанию и оформлению курсовой работы	79
8. Контрольные вопросы для подготовки к защите курсовой работы	82
Библиографический список	84

#### ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

```
N – мощность, кВт;
\overset{\bullet}{V} - объемный расход, M^3/c;
m - массовый расход, \kappa z/c;
р – давление, кПа;
T – температура, K;
\rho – плотность, \kappa z / M^3;
D, d – диаметр, м;
R, r - радиус, м;
F – площадь, M^2
\omega – угловая скорость вращения, c^{-1};
n – частота вращения, \frac{ob}{MH};
с – скорость потока в абсолютном движении, \frac{M}{c};
u – окружная скорость, \frac{M}{C};
w – скорость потока в относительном движении, \frac{M}{c};
z – число лопаток;
α - угол потока в абсолютном движении, град;
β - угол потока в относительном движении, град.;
\eta - коэффициент полезного действия (КПД);
\eta_T – КПД турбины;
\eta_{\scriptscriptstyle H} – КПД насоса;
\eta_{\scriptscriptstyle p} – расходный КПД турбины;
\rho_T - степень реактивности турбины;
H - напор насоса (удельная работа), \frac{\kappa \angle \mathcal{J} \times \mathcal{K}}{\mathcal{K}};
t – шаг решетки лопаток, м;
v – кинематический коэффициент вязкости, \frac{M^2}{2};
η – динамический коэффициент вязкости, Па 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;
- а проекция на осевое направление;
- и 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 одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин ТНА ЖРД.

Проектный расчет автономных 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 и его агрегатов, 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: одноступенчатой или двухступенчатой. 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 одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин.

## 1 НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ 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 кривошипношатунного механизма, а следовательно и неуравновешенных сил инерции, прямоточное протекание рабочего тела обусловливает 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<sup>-1</sup>. Вопросы регулирования турбины также решаются сравнительно легко.

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

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.

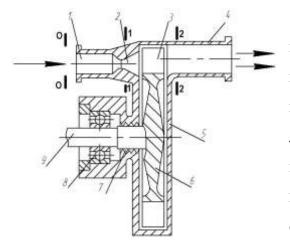


Рисунок 1.1 — Конструктивная схема одноступенчатой активной турбины: 1-входной патрубок; 2-сопловый аппарат; 3 — рабочее колесо; 4-выходной патрубок; 5-корпус; 6-диск колеса; 7-уплотнительные элементы; 8-подшипник; 9-вал турбины (сечения потока газа: 0 — на входе в сопловой аппарат, 1 - на выходе из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

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 центростремительными и центробежными (в центростремительных 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 срабатывается 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.

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 (схема ЖРД без дожигания), называют
   автономными (независимыми, высокоперепадными) турбинами [1 4, 8];
- б) турбины ТНА ЖРД, используемые в схемах питания топлива с подачей газа после турбины в камеру сгорания (схема ЖРД с дожиганием), называют предкамерными (низкоперепадными) турбинами [1-4,8].

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  $N_{ii}$ :

$$N_T = \sum N_{ni} . \tag{1.1}$$

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

Мощность, развиваемая турбиной, определяется соотношением

$$N_T = \dot{m}_T L_s^* \, \eta_T = \dot{m}_T L_T \,, \tag{1.2}$$

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

Располагаемая удельная изоэнтропическая работа турбины определяется из соотношения

$$L_s^* = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[ 1 - 1 / \left( \pi_T^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \tag{1.3}$$

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

$$\overline{L_u} = L_u / u^2 \,, \tag{1.4}$$

- коэффициент работы турбины

$$\overline{L_T} = L_T / u^2, \tag{1.5}$$

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...300) м/с, т.е. не достигает предельного значения, определяемого запасом прочности и равного  $u_{\text{max}} = (350...450)$  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.

В настоящем учебном пособии приводится методика проектного расчета одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин ТНА ЖРД.

#### 2 АВТОНОМНЫЕ ТУРБИНЫ ТНА ЖРД

#### 2.1 Особенности автономных турбин

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 единицу расхода газа:

$$L_T = N_T / \dot{m}_T = L_s^* \eta_T$$
. При  $\dot{m}_T \to \min$ ;  $L_T \to \max$ .

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 изоэнтропической работой  $L_s^*$  (КПД турбины  $\eta_T$  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  $\overline{L}_T$  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 1.3).

Получить большую работу с единицы массы газа можно, если газ имеет высокую энергию. Из формулы (1.3) 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  $\pi_T^*$ .

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 противодавление  $p_2$  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...0,5) МПа, поэтому при высоком давлении газа на входе автономная турбина имеет большую степень понижения давления  $\pi_T^*$ , обычно  $\pi_T^*$ =(15...50). Увеличение  $\pi_T^*$  более 40 нецелесообразно, так как приводит к росту изоэнтропической работы, но из-за падения КПД турбины с ростом  $\pi_T^*$  (увеличением отношения  $u/c_s$ ) удельная работа турбины  $L_T$  повышается медленно. Обычно начальное давление перед турбиной составляет (3...10) МПа. Степень понижения давления при этом достигает (15...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 работы соответствующим режимом газогенератора, т.е. определенным соотношением компонентов топлива. Следовательно, задавая температуру, устанавливают физические константы генераторного газа (R, k). Из формул (1.1)...(1.3) 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  $T_0^* = (1000...1200) K$ , а для окислительного газа  $T_0^* \le 800\,K$ , 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...800) кДж/кг.

Таким образом, автономная турбина является малорасходной, с большой степенью понижения давления  $\pi_T^*$ . 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 повышении 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 с входа в рабочее колесо на выход по дуге, незанятой соплами, невозможно поддержать 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  $\overline{L}_T$  (см. раздел 2.2).

# 2.2 Области рационального применения одноступенчатых и многоступенчатых турбин

### 2.2.1 Одноступенчатые турбины

Для определения области эффективной организации рабочего процесса в одноступенчатых автономных турбинах ТНА ЖРД проанализируем расчетные

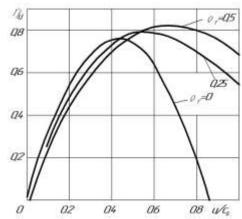


Рисунок 2.1 - Зависимость окружного КПД  $\eta_u$  от  $u/c_s$  для одноступенчатых турбин с различной степенью реактивности  $\rho_T$  ( $\alpha_1=24^\circ$ )

зависимости окружного КПД  $\eta_u$  и коэффициента окружной работы  $\overline{L}_u$  от  $u/c_s$  для одноступенчатых турбин с различной степенью реактивности  $\rho_T$  [1, 2, 3], представленные на рисунках 2.1, 2.2.

Первоначально выделим рабочие области значений отношения  $u/c_s$ , характерных для автономных турбин. В автономных турбинах ЖРД с целью

уменьшения расхода газа стремятся обеспечить большие значения удельной

работы турбины  $L_T \to \max$ . При ограниченной окружной скорости этому требованию соответствует отношение

 $u/c_s = (0,05...0,3).$ 

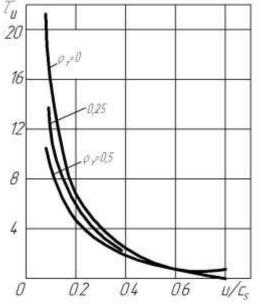


Рисунок 2.2 - Зависимость коэффициента окружной работы  $\overline{L}_u$  от  $u/c_s$  для одноступенчатых турбин с различной степенью реактивности  $\rho_T$  (  $\alpha_1=24^\circ$  )

Из рисунков 2.1, 2.2 видно, что при малых значениях  $u/c_s \le 0.45$  активная одноступенчатая турбина имеет большие значения окружного КПД  $\eta_u$  и коэффициента окружной работы  $\overline{L}_u$ , чем реактивные одноступенчатые турбины. Поэтому в автономных турбинах ТНА ЖРД применяют активные ступени турбины.

Для предкамерных турбин ТНА ЖРД, для которых характерные значения  $u/c_s$  более 0,5, эффективно использовать реактивные ступени турбины имеют при больших значениях  $u/c_s$  значения окружного КПД  $\eta_u$  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  $\eta_u$  и коэффициента

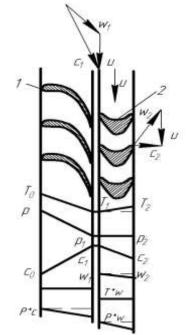


Рисунок 2.3 - Развертка цилиндрического сечения проточной части активной ступени турбины и изменение параметров рабочего тела по длине проточной части ступени

окружной работы  $\overline{L}_u$  отношение  $u/c_s$  уменьшают путем уменьшения окружной скорости (уменьшения среднего диметра турбины  $D_{cp}$  при  $\omega$ =const).

На рисунке 2.3 показаны схема проточной части и изменение параметров рабочего тела по длине проточной части для активной ступени турбины.

#### 2.2 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  $N_T \le (1500...2000)$  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  $N_T \ge (1800...2000)$  кВт влияние КПД турбины в общем балансе факторов, определяющих экономичность, резко возрастает [8]. При больших объемных расходах условия бескавитационной работы 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: активных многоступенчатых турбин со ступенями давления и со ступенями скорости.

# а) Активная многоступенчатая турбина со ступенями давления

На рисунке 2.4 [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.

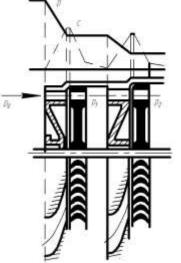


Рисунок 2.4 - Конструктивная схема активной турбины с двумя ступенями давления

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 испытывает большего усилия. рабочее колесо не осевого Конструкция турбины сложнее конструкции одноступенчатой активной двухступенчатой Кроме того, двухступенчатая турбина имеет большую Недостатком таких турбин является возможность утечки между ступенями.

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

#### б) Активная многоступенчатая турбина со ступенями скорости

Конструктивная схема активной турбины с двумя ступенями скорости приведена на рисунке 2.5 [1]. Расширение газа и падение давления происходит только в сопловом аппарате первой ступени. После рабочих лопаток первой

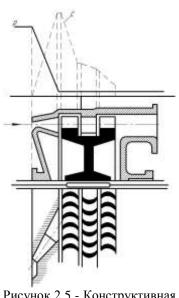


Рисунок 2.5 - Конструктивная схема активной турбины с двумя ступенями скорости

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 2.5). Все решетки активной турбины со ступенями скорости, кроме решетки соплового аппарата первой ступени, активного действия ( $\beta_{II} = \beta_{2I}, \beta_{III} = \beta_{2II}$ ).

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.

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  $c_{2II} = c_{2aII} = c_{2\min}$ ).

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

На рисунках (2.6-2.8) 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  $u_{cp}/c_s \approx 0.20 \div 0.25$ .

С увеличением числа ступеней следует большим выбирать угол потока газа на выходе из соплового аппарата первой ступени  $\alpha_{II}$ . 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  $\alpha_{II}$ , следовательно, значение коэффициента скорости растет, что особенно заметно в мноступенчатых турбинах.

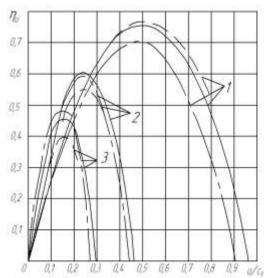


Рисунок 2.6 - Зависимость окружного КПД  $\eta_u$  от  $u/c_1$  для активных турбин с различным числом ступеней скорости: *1-одноступенчатая турбина*; 2- турбина с двумя ступенями; 3- турбина с тремя ступенями;

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

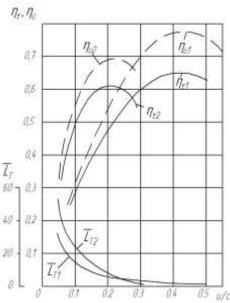
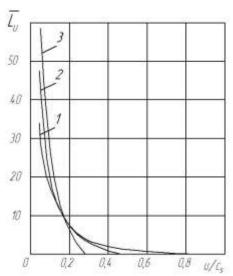


Рисунок 2.8 - Зависимость окружного КПД  $\eta_u$ , КПД турбины  $\eta_T$  и коэффициента турбины  $\overline{L_T} = L_T/u^2$  от  $u/c_s$  для одноступенчатой активной турбины (индекс 1) и двухступенчатой активной турбины (индекс 2) со ступенями скорости при  $n_{sT}$  =48



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

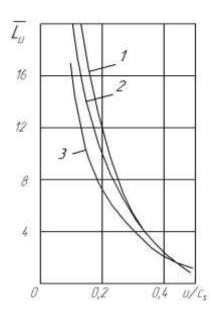


Рисунок 2.9 - Зависимость коэффициента окружной работы  $\overline{L}_u$  от  $u/c_s$  для двухступенчатых турбин 1 - активная турбина со ступенями скорости; 2 - активная турбина со ступенями давления; 3 - реактивная турбина (степень реактивности  $\rho_T=0.5$ )

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 2.9, 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  $u / c_s = (0,2...0,45)$ ;
- 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 определится 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, раздельные 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  $\omega_{\rm I} << \omega_{\rm II}$  существенно ослаблено ограничение по давлению на входе в насос, наиболее полно используются антикавитационнаые и энергетические качества обоих каскадов, а ТНА получается компактным и легким.

Раздельные ТНА предстваляют 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.

Раздельные ТНА целесообразны для двигателей очень больших тяг (порядка 10 МН). Для таких двигателей раздельная 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. Раздельные ТНА целесообразны и для водородных двигателей, у которых разница в максимально допустимой скорости вращения насосов окислителя и горючего особенно велика.

Раздельные 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 раздельных ТНА является использование бустерного ТНА и основного ТНА. Простейшая схема каждого из раздельных ТНА может быть представлена (рисунок 3.1 а). Поэтому иногда раздельная схема не выделяется как самостоятельный тип схемы, а рассматривается как отдельный ТНА.

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

Многороторные схемы ТНА (рисунок 3.1 ж) представляют возможность воспользоваться преимуществами схем с двухкаскадными насосами и раздельных 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.

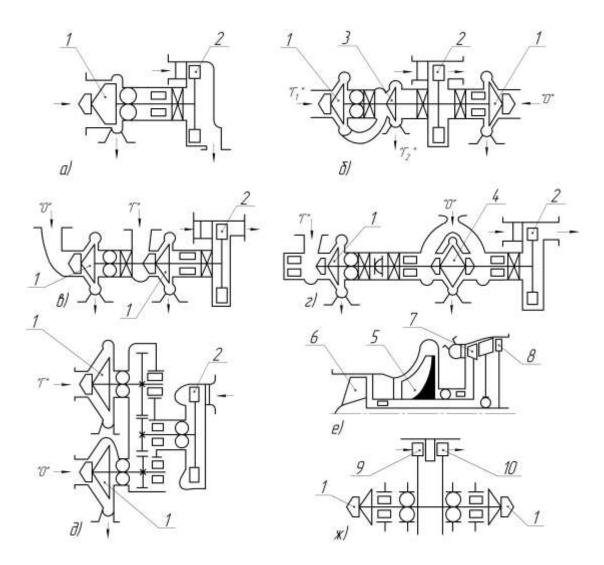


Рисунок 3.1 - Конструктивные схемы ТНА: 1- шнекоцентробежный насос; 2 – турбина; 3 – вторая ступень насоса; 4 –насос с двумя входами; 5 – центробежное рабочее колесо; 6 – предвключенное осевое колесо (шнек); 7 – основная турбина; 8 – дополнительная турбина; 9 – турбина высокого давления; 10 – турбина 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  $\omega_{\rm max}$  вычисляется из условия бескавитационной работы насосов (насоса) из соотношения [1-3, 11, 12]:

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

где  $(C_{CPB})_{\rm max}$  - максимально допустимая величина кавитационного коэффициента быстроходности;  $\dot{V}$  -- объемный расход компонента топлива, м³/c;  $\Delta p_{cpe}^*$  - допустимое кавитационное падение полного давления на входе в насос, Па;  $\rho$  - плотность компонента топлива, кг/ м³; размерность  $\omega_{\rm max}$  в выражении с¹.

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 обеспечить возможно более значение максимально допустимой высокое величины кавитационного коэффициента быстроходности  $(C_{\mathit{CPB}})_{\mathrm{max}}$ : чем лучше антикавитацилнные качества насоса, тем большее значение имеет кавитационный коэффициент быстроходности.  $(C_{CPB})_{\text{max}} = (800...1500),$ Обычно центробежных насосов ДЛЯ шнекоцентробежных насосов  $(C_{CPB})_{\text{max}} = (3000...5000)$ , поэтому для обеспечения свойств перспективно использовать высоких антикавитационных насоса Для увеличения  $(C_{CPB})_{\max}$  надо стремится к шнекоцентробежные насосы.

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 и обоснование 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. Объёмный расход компонента топлива  $\dot{V} = \dot{m}/\rho$ , где  $\dot{m}$  массовый расход компонента топлива;  $\rho$  плотность компонента. Некоторые теплофизические свойства компонентов представлены в таблице 4.1 [13, 14].
  - 2.2. Потребный напор насоса  $H = \frac{p_{\text{вых}} p_{\text{ex}}}{\rho}$  .
- 2.3. Кавитационный запас по давлению на входе в насос выбирается, обычно, в пределах  $\Delta h_{3an} = \frac{\Delta p_{3an}}{\rho} = (10...30) \frac{\mathcal{I} \mathcal{H}}{\kappa_{\mathcal{E}}}$ . тогда  $\Delta p_{3an} = \rho \Delta h_{3an}$ .
- 2.4. Допустимое кавитационное падение полного давления на входе в насос  $\Delta p_{cps}^* = p_{ex} p_n \Delta p_{3an} \,, \quad \text{где} \qquad p_n \qquad \text{- давление насыщенных паров компонента}$  топлива.
- 2.5. Мощность, необходимая для привода насоса  $N_{_{\! H}} = \frac{\dot{m} \ H}{\eta_{_{\! H}}}$  , где  $\ \eta_{_{\! H}}$  КПД насоса.

Рекомендуемая величина КПД насоса [11, 12] для расходов:

при  $\dot{m}=(30\text{-}60)$  кг/с  $\eta_{_H}\approx(0,62\text{-}0,70);$  при  $\dot{m}$  более 60 кг/с  $\eta_{_H}\approx(0,70\text{-}0,80);$  при  $\dot{m}$  менее 30 кг/с  $\eta_{_H}\approx(0,50\text{-}0,60).$ 

Таблица 4.1 – Теплофизические свойства компонентов топлива

<b>№</b> п/п	Компонент топлива	Температура компонента	Плотность	Давление насыщенных паров	Динамический коэффициент вязкости
		T	ρ	$p_n$	η
		K	кг/м <sup>3</sup>	кПа	Па·с
1	Водород жидкий	20	77,0	0,92	0,142
2	Кислород жидкий	90	1140	100	0,22
3	Монометилгидразин	293	875	50	0,91
4	Несимметричный диметилгидразин	293	790	17	0,54
5	Гидразин	293	1010	1,3	0,07
6	Аэрозин - 50	293	900		0,98
7	Керосин	293	780	4.5	1,49
8	Азотная кислота	293	1510	25	0,86
9	Азотный тетраоксид	293	1446	100	0,42
10	АК-27и	293	1600	24	1,76
11	Перекись водорода	293	1390	0,4	1,15

3. Расчет коэффициента втулки шнека насоса  $K_{d_{\it gm}}$  (в разделе рассмотрен подход с использованием шнекоцентробежного насоса) по формуле  $K_{d_{\it gm}}=2.5\cdot \sqrt[3]{\frac{5.1\cdot N_{_{\it H}}}{\dot{V}\cdot \tau_{\it don}}}$ , в которой  $\tau_{\it don}$  - допустимое напряжение на кручение, для высоколегированных сталей  $\tau_{\it don}=(1-3)\cdot 10^8\,{\rm H/m}^2$ .

По величине коэффициента втулки шнека  $K_{d_{6m}}$  с помощью зависимостей, представленных на рисунке 4.1 (на рисунке 4.1:  $\bar{d}_{sm}=d_{sm}/D_{us}$  - отношение втулочного и периферийного диаметров шнека;  $K_{d_{usopt}}$ ,  $K_{d_{9}opt}$  - соответственно оптимальные значения коэффициентов диаметра шнека и эквивалентного диаметра

шнека), находим сначала отношение втулочного и периферийного диаметров шнека  $\overline{d}_{sm}$ , а затем по величине данного отношения определяем значение  $(C_{CPB})_{\max}$  в зависимости от типа входного устройства.

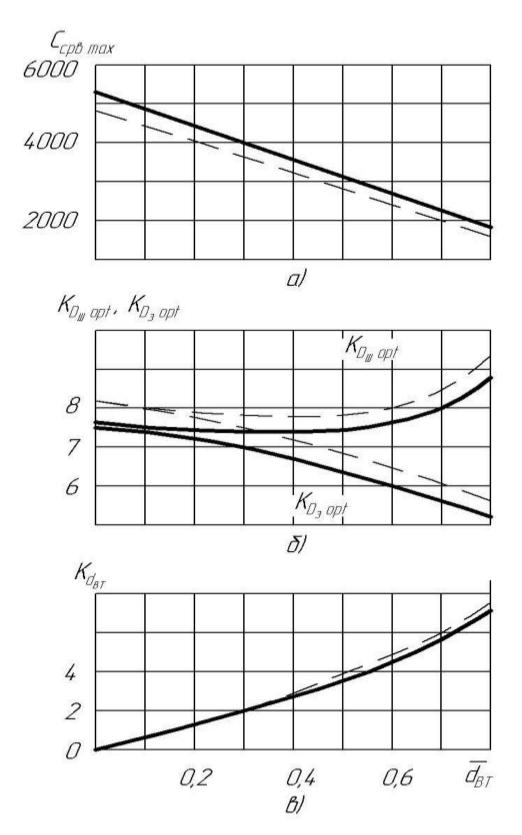
Для случая осевого подвода насоса диаметр втулки шнека будет минимальным, так как вал шнека не передает значительных крутящих моментов. Поэтому отношение втулочного и периферийного диаметров шнека выбирается из конструктивных соображений в диапазоне  $\bar{d}_{\it em} = (0.25-0.45)$  [1]. В этом случае по принятой величине  $\bar{d}_{\it em}$  сразу, без использования коэффициента втулки шнека, с помощью рисунка 4.1 находится значение ( $C_{\it CPB}$ ) $_{\it max}$ .

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

вычисляем максимально допустимую величину угловой скорости вращения вала каждого насоса ТНА  $\omega_{\rm max}$ .

Далее вычисляем максимальную частоту вращения вала проектируемой  $n_{\max} = \frac{30 \cdot \omega_{\max}}{\pi} \ .$ 

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 4.2, а исходные данные для расчета параметров насосов окислителя и горючего, полученные на стадии проектирования системы топливоподачи ЖРД [4-7], представлены в таблице 4.2. В качестве компонентов топлива для рассматриваемого ТНА используются окислитель - жидкий кислород и горючее — керосин. При этом следует отметить, что физические свойства компонентов топлива [13, 14] необходимо выбирать при максимальной эксплуатационной температуре компонентов топлива, создающей наихудшие условия реализации бескавитационной работы насосов.

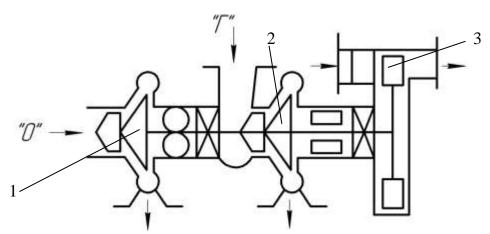


Рисунок 4.2 - Выбранная конструктивная схема ТНА: 1 — шнекоцентробежный насос окислителя; 2 — шнекоцентробежный насос горючего; 3 — турбина

Таблица 4.2 - Исходные данные: параметры насосов окислителя и горючего

Наименование параметра	Обозна- чение	Размер-	Параметры насоса окислителя	Параметры насоса горючего
Массовый расход	ṁ	кг/с	26,35	10,30
Давление на выходе из насоса	$p_{e\omega x}$	МПа	9,85	10,43
Давление на входе в насос	$p_{ex}$	кПа	350	350
КПД насоса	$\eta_{\scriptscriptstyle H}$	-	0,70	0,65
Температура компонента на входе в насос	T	K	90	293
Плотность компонента	ρ	кг/м <sup>3</sup>	1140	780
Давление насыщенных паров компонента	$p_n$	кПа	100	4,5

#### 4.2.1 Выбор и обоснование 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 (рисунок 4.2).

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. Объёмный расход окислителя 
$$\dot{V}_{o\kappa} = \frac{\dot{m}_{o\kappa}}{\rho_{o\kappa}} = \frac{26,35}{1140} = 0,0231 \text{м}^3/c$$
.

2. Потребный напор насоса окислителя

$$H_{o\kappa} = \frac{(p_{\text{вых}} - p_{\text{ex}})_{o\kappa}}{\rho_{o\kappa}} = \frac{9850 \cdot 10^3 - 350 \cdot 10^3}{1140} \approx 8,333 \frac{\kappa Дж}{\kappa \Gamma}$$

3. Кавитационный запас по давлению на входе в насос:

Принимаем 
$$\Delta h_{3an} = 28 \frac{\text{Дж}}{\kappa z}$$
, тогда  $\Delta p_{3an.o\kappa} = 1140 \cdot 28 = 31,92 \cdot 10^3 \, \Pi a = 31,92 \, \kappa \Pi a$ .

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

$$\Delta p_{cpe.o\kappa}^* = (p_{ex} - p_n - \Delta p_{3an})_{o\kappa} = 350 - 100 - 31,92 = 218,08 \ \kappa \Pi a$$

5. Мощность, необходимая для привода насоса окислителя

$$N_{_{H,OK}} = \frac{\dot{m}_{_{OK}} \cdot H_{_{OK}}}{\eta_{_{H,OK}}} = \frac{26,35 \cdot 8333}{0,70} \approx 308,8 \cdot 10^3 \, Bm = 308,8 \, \kappa Bm \,.$$

- 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  $\bar{d}_{sm}=0,30$ . По величине  $\bar{d}_{sm}=0,30$  по рисунку 4.1 для осевого входного устройства определяем максимально допустимую величину кавитационного коэффициента быстроходности ( $C_{CPB}$ ) $_{max}$ =4000.
- 7. Максимально допустимая угловая скорость из условия бескавитационной работы насоса окислителя составит следующую величину

$$\omega_{\text{max}} = \frac{(C_{CPB})_{\text{max}} \left(\frac{\Delta p_{CPB}^*}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \dot{V}} = \frac{4000 \cdot \left(\frac{218080}{1140}\right)^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot 0.0231^{0.5}} \approx 4558 \ c^{-1},$$

а максимально допустимая частота вращения вала насоса окислителя

$$n_{\text{max}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{max}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 4558}{3.14} = 43548 \text{ of / Muh}$$

#### 4.2.3 Расчет частоты вращения вала насоса горючего

- 1. Объёмный расход горючего  $\dot{V}_{\varepsilon} = \frac{\dot{m}_{\varepsilon}}{\rho_{\varepsilon}} = \frac{10,30}{780} = 0,0132 \text{м}^3/c$ .
- 2. Потребный напор насоса горючего

$$H_{e} = \frac{(p_{\text{вых}} - p_{\text{ex}})_{e}}{\rho_{e}} = \frac{10430 \cdot 10^{3} - 350 \cdot 10^{3}}{780} \approx 12,923 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

3. Принимаем  $\Delta h_{3an} = 28 \frac{\mathcal{I} \mathcal{H}}{\kappa_2}$ , тогда

$$\Delta p_{3an} = 780 \cdot 28 \approx 21,84 \cdot 10^3 \, \Pi a = 21,84 \, \kappa \Pi a$$
.

4. Допустимое кавитационное падение полного давления

$$\Delta p_{cps}^* = p_{ex} - p_n - \Delta p_{san} = 350 - 4,5 - 21,84 = 323,66 \ \kappa \Pi a$$

5. Мощность, необходимая для привода насоса горячего

$$N_{_{H,z}} = \frac{\dot{m}_{z} H_{_{z}}}{\eta_{_{Hz}}} = \frac{10,30 \cdot 12923}{0,70} \approx 191,2 \cdot 10^{3} Bm = 191,2 \ \kappa Bm$$

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  $\tau_{oon} = 2 \cdot 10^8 \ H/M^2$ ,

$$K_{d_{om}} = 2.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{5.1 \cdot N_{_{H}}}{\dot{V} \cdot \tau_{_{\partial on}}}}, \quad K_{d_{om}} = 2.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{5.1 \cdot 191.2 \cdot 10^3}{0.0132 \cdot 2 \cdot 10^8}} = 1.79$$

По величине коэффициента втулки  $K_{d_{\it gm}}$  =1,79 с помощью рисунка 4.1 для кольцевого входного устройства определяем максимально допустимую величину кавитационного коэффициента быстроходности для насоса горючего  $(C_{\it CPB})_{\rm max}$ =3700.

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

$$\omega_{\text{max}} = \frac{(C_{CPB})_{\text{max}} \left(\frac{\Delta p_{CPB}^*}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \dot{V}} = \frac{3700 \cdot \left(\frac{323,66 \cdot 10^3}{780}\right)^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot 0,0132^{0.5}} \approx 9936c^{-1} ,$$

а максимально допустимая частота вращения вала насоса горючего

$$n_{\text{max}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{max}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 9936}{314} \approx 94928 \ o6 / \text{мин.}$$

### 4.2.4 Выбор частоты вращения вала турбины

Сравнивая полученные результаты расчета максимально допустимой угловой скорости (частоты) вращения валов насосов окислителя и горючего  $\omega_{\rm max}$ , наименьшее из них значение угловой скорости (частоты) вращения вала ТНА, обеспечивающей бескавитационный режим работы обоих насосов составляет  $\omega = 4558 \ c^{-1} \ (n = 43548 \ o6/muh)$ .

Принимаем значение угловой скорости (частоты) вращения вала турбины, равное  $\omega = 3349~c^{-1}~(n=32000~o6/мин)$ .

# 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  $N_{\rm T}$  была определена ранее при расчете параметров системы подачи топлива ЖРД [4-7], исходя из суммарной мощности, насосами, или мощности, потребляемой одним насосом, потребляемой зависимости от выбранной схемы ТНА. Угловая скорость вычисляется по методике, представленной 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 и снижается масса турбины при выбранной окружной скорости. Поэтому повышение антикавитационных качеств насосов, дающее скорость, возможность увеличить угловую благоприятно сказывается 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)	$\omega$ $(n)$	c <sup>-1</sup> (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•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 (РК), определении термодинамических и кинематических параметров потока в межвенцовых зазорах, обеспечивающих заданную мощность.

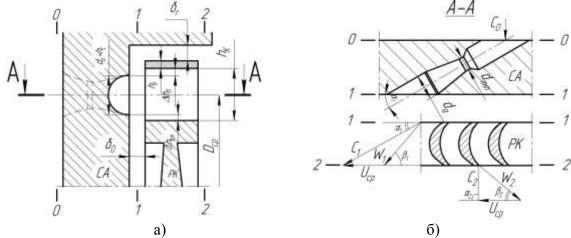


Рисунок 5.1 – Основные размеры и обозначения расчетных сечений в одноступенчатой автономной турбине: а – меридиональное сечение турбины (с бандажом); б – развертка на плоскость цилиндрического сечения на среднем диаметре турбины

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.

#### I - 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 ( $u/c_{ad}$ ) $_{opt}$  (см. рисунок 5.2), при котором КПД турбины  $\eta_{\rm T}$  и, следовательно, удельная работа турбины  $L_T = L_s^* \eta_{\rm T}$  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  $u = 300 \,\mathrm{m/c}$ .

1.2. По выбранной величине окружной скорости определяем средний диаметр турбины

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

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

$$L_{s}^{*} = \frac{k}{k-1} R T_{0}^{*} \left[ 1 - \frac{1}{\left(\pi_{T}^{*}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right] = \frac{1,254}{1,254-1} \cdot 448, 2 \cdot 1000 \cdot \left[ 1 - \frac{1}{\frac{1,254-1}{1,254}} \right] \approx 970,6 \frac{\kappa \cancel{\square} \cancel{\cancel{\square}}}{\kappa \cancel{\cancel{\square}}}.$$

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

$$c_s = \sqrt{2L_s^*} = \sqrt{2.970, 6.10^3} \approx 1393 \text{ m/c}.$$

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  $\delta$  .

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

$$\overline{\delta} = \delta/D_{cp} = 1.5 \cdot 10^{-3} / 179.2 \cdot 10^{-3} \approx 8.37 \cdot 10^{-3}$$
.

1.9. Определим потребный расход рабочего тела (газа)  $m_T$  .

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

Первоначально величину коэффициента быстроходности турбины принимаем, равной  $n_{s_T}=25$  . По значениям  $u/c_s=0.215$  ,  $\overline{\delta}\approx 8.37\cdot 10^{-3}$  и  $n_{s_T}=25$ 

с помощью зависимостей, представленных на рисунке 5.2,  $m_T$  определяем КПД турбины  $\eta_T \approx 0.45$  .

На рисунке 5.2 приведены расчетные зависимости оптимального КПД  $\eta_{Topt}$  и максимального КПД  $\eta_{T\max}$  при оптимальной степени парциальности  $\varepsilon_{opt}$  и  $(u/c_s)_{opt}$  от коэффициента быстроходности турбины  $\eta_{ST}$ , полученные для активных одноступенчатых турбин с бандажом, имеющих параметры:  $\alpha_1 = (15...20)^\circ$ ;  $M_{w_1} < 1.8$ ;  $Re \approx 5 \cdot 10^5$ ;  $\varphi = (0.93...0.95)$ ;  $b/D_{cp} = (0.03...0.05)$ ;  $\mu_{3a3} = (0.4...0.6)$ ; t/b = (0.55...0.65);  $b_6/b = (1.1...1.3)$  [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  $\varepsilon_{opt}$ , называемое оптимальным, при котором потери в турбине достигают минимума, а КПД турбины принимает максимальное значение  $\eta_{Topt}$ .

На рисунке 5.3 показаны расчетные зависимости оптимальной степени парциальности  $\varepsilon_{opt}$  от коэффициента быстроходности турбины  $\eta_{ST}$  и отношения скоростей  $u/c_s$  для одноступенчатой активной турбины. Данными зависимостями воспользуемся в дальнейшем.

Вычисляем в первом приближении расход рабочего тела

$$m_T = \frac{N_T}{L_s^* \cdot \eta_T} = \frac{500 \cdot 10^3}{970.6 \cdot 10^3 \cdot 0.45} \approx 1.146 \text{ KF/c}.$$

Далее уточняем величины  $\eta_T$  и  $m_T$ , выполняя вычислительные операции в следующей последовательности:

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

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

$$\rho_{1S} = \frac{p_1}{RT_{1S}} = \frac{300 \cdot 10^3}{448.2 \cdot 561.3} \approx 1,192 \text{ KG/M}^3, \quad V_{1S} = m_T / \rho_{1S} = \frac{1,146}{1,192} \approx 0,961 \text{ M}^3/c.$$

Уточняем коэффициент быстроходности  $n_{sT}$ 

$$n_{sT} = 193.3 \cdot \omega \sqrt{\frac{1}{V_{1s}}} / L_s^{3/4} = 193.3 \cdot 3349 \sqrt{1,146} / (970.6 \cdot 10^3)^{3/4} \approx 20.6$$
.

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

Вычисляем 
$$\dot{m}_{\scriptscriptstyle T} = \frac{500 \cdot 10^3}{970.6 \cdot 10^3 \cdot 0.435} \approx 1.185$$
 кг/с.

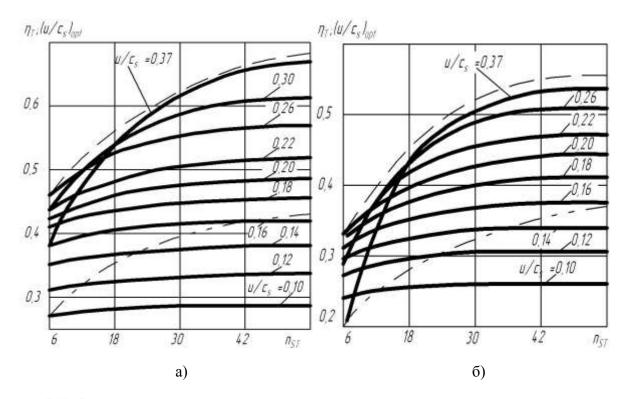
Расхождение между последней и предыдущей величинами расхода составляет  $\pm 3,4\%$ , т.е. не превышает  $\pm 5\%$ . Поэтому в качестве базовой величины потребного расхода газа берем величину  $m_T=1,185$  кг/с.

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

- 1.10. Окончательно коэффициент быстроходности турбины будет иметь следующую величину  $n_{sT}$  =20,6.
  - 1.11. Удельная работа турбины будет равна

$$L_T = N_T / m_T = \frac{500 \cdot 10^3}{1,185} \approx 421.9 \frac{\kappa \text{ MHz}}{\kappa \text{ c}}.$$

1.12. Коэффициент работы турбины  $\overline{L_T} = L_T/u^2 = \frac{421.9 \cdot 10^3}{(300)^2} \approx 4,689$ .



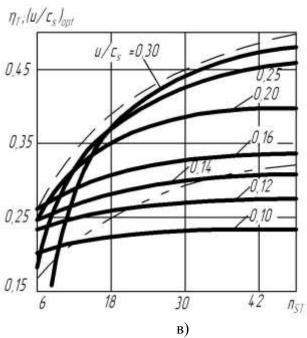


Рисунок 5.2 - Зависимость  $\eta_{Topt}$  (----),  $\eta_{T\max}$  (- - -) и  $(u/c_s)_{opt}$  (-- · -- ) от  $\eta_{ST}$  для одноступенчатой активной турбины с бандажом:  $a-\overline{\delta}=0$ ;  $\delta-\overline{\delta}=0{,}01$ ;  $\varepsilon-\overline{\delta}=0{,}02$ , где  $\overline{\delta}=\delta/D_{cp}$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

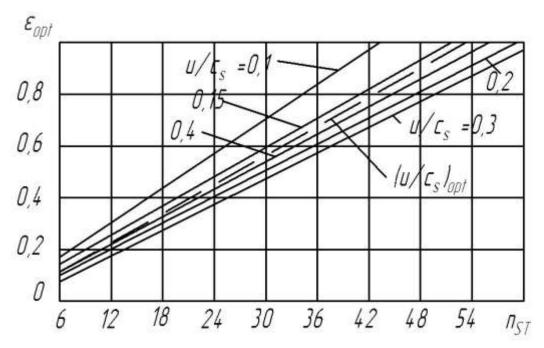


Рисунок 5.3 - Зависимость оптимальной величины степени парциальности  $\varepsilon_{opt}$  от  $\eta_{ST}$  и  $u/c_s$  для одноступенчатой активной турбины (  $b/D_{cp}=0.04$  и  $\overline{\delta}=0$  ) [1-3]

# 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  $\varphi$  .

Для чего первоначально находим

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

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

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

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  $c_1$   $c_1 = \varphi c_{1s} = 0.95 \cdot 1393 \approx 1323 \,\mathrm{m/c}$ .
- 2.4. Критическая скорость звука для течения в сопловом аппарате  $a_{\kappa p}$

$$a_{\kappa p} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}RT_0^*} = \sqrt{\frac{2\cdot 1,254}{1,254 + 1}\cdot 448,2\cdot 1000} \approx 706,2$$
 m/c.

#### 2.5 Приведенная скорость $\lambda_{c1}$

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

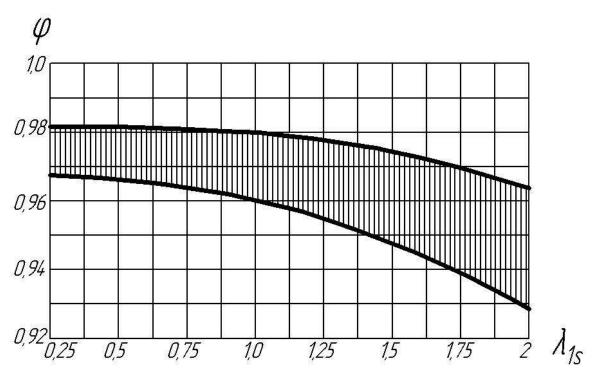


Рисунок 5.4 - Экспериментальная зависимость коэффициента скорости соплового аппарата от изоэнтропической приведенной скорости истечения рабочего тела [4]

#### 2.6 Коэффициент полноты давления $\sigma_{l}$

$$\sigma_{1} = \left[ \frac{1 - \frac{(\kappa - 1)}{(\kappa + 1)} \lambda_{c_{1s}}^{2}}{1 - \frac{(\kappa - 1)}{(\kappa + 1)} \lambda_{c_{1}}^{2}} \right]^{\frac{\kappa}{(\kappa - 1)}} = \left[ \frac{1 - \frac{(1,254 - 1)}{(1,254 + 1)} (1,973)^{2}}{1 - \frac{(1,254 - 1)}{(1,254 + 1)} (1,873)^{2}} \right]^{\frac{1,254 - 1}{1.254}} \approx 0,6908.$$

# 2.7 Полное давление $p_1^*$

$$p_1^* = \sigma_1 p_0^* = 0,6908 \cdot 5200 \cdot 10^3 \approx 3592 \,\mathrm{к}$$
Па.

## 2.8 Статическая температура на выходе из соплового аппарата $T_1$

$$T_1 = T_0^* \left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c_1}^2 \right) = 1000 \left[ 1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} (1,873)^3 \right] \approx 604,7 \text{ K}.$$

## 2.9 Плотность газа в зазоре $\rho_1$

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

2.10 Скорость звука на выходе из соплового аппарата  $a_1$ 

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

2.11 Число Маха

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

2.12. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 1323 \cos 17^{\circ} \approx 1265 \text{ m/c}.$$

2.13. Осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 1323 \sin 17^\circ \approx 386.8 \text{ m/c}.$$

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

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

2.15 Температура торможения в относительном движении

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

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

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

2.16 Критическая скорость звука в относительном движении потока

$$a_{\kappa pw} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}RT_{w_1}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254 + 1}448,2 \cdot 848,9} \approx 650,7 \text{ m/c}.$$

2.17 Приведенная скорость в относительном движении газового потока

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

2.18 Число Маха в относительном движении

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

2.19 Полное давление в относительном движении

$$p_{w_1}^* = p_{c_1}^* \left[ \frac{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c_1}^2}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{w_1}^2} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 35,92 \cdot 10^5 \left[ \frac{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot (1,873)^2}{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} (1,598)^2} \right]^{\frac{1,254}{1,254 - 1}} \approx 30,50 \cdot 10^5 \,\mathrm{Ha}.$$

#### 3 Определение размеров соплового аппарата турбины

Выбираем вариант соплового аппарата, выполненного в виде конических сопел.

3.1. Вычислим суммарную площадь выходных сечений сопел  $F_c$ 

$$\begin{split} F_c &= \frac{m_T \sqrt{RT_0^*}}{p_0^* \sigma_1 q(\lambda_{c_1}) A(\kappa) \sin \alpha_1}, \\ q(\lambda_{c_1}) &= \lambda_{c_1} \left[ \frac{(\kappa+1)}{2} \left( 1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{c_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{(\kappa-1)}}, \\ q(\lambda_{c_1}) &= 1,873 \left[ \frac{(1,254+1)}{2} \left( 1 - \frac{1,254-1}{1,254+1} 1,873^2 \right) \right]^{\frac{1}{(1,254-1)}} \approx 0,4138, \\ F_c &= \frac{1,185 \sqrt{448,2 \cdot 1000}}{52 \cdot 10^5 \cdot 0,6908 \cdot 0,659 \cdot \sin 17^\circ} \approx 2,774 \cdot 10^{-3} \,_{M}^2 = 2774 \,_{MM}^2. \end{split}$$

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

$$F_c=\varepsilon\pi D_{cp}h_c\;,$$
 откуда 
$$h_c=F_c/\varepsilon\pi D_{cp}=2,774\cdot 10^{-3}/0,34\cdot \pi\cdot 0,1792\approx 0,0145 \text{\it m}=14,5\text{\it mm}\;,$$
 
$$h_c=d_a=0,0145 \text{\it m}=14,5\text{\it mm}\;.$$

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

3.3. Суммарная площадь сечений сопел в конце конической части  $F_a$ 

$$F_a = F_c \cdot \sin \alpha_{1\pi};$$
  $F_a = 2774 \cdot \sin 17^\circ = 811,1_{MM}^2.$ 

3.4. Площадь сечения единичного сопла в конце конической части  $f_a$ 

$$f_a = \frac{\pi d_a^2}{4} = \frac{\pi \cdot (14.5)^2}{4} \approx 165.0_{MM}^2.$$

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  $\varepsilon$ 

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

3.6. Большая ось эллипса сечения сопел на выходе  $a_c$ 

$$a_c = h_c / \sin \alpha_{1\pi} = 14.4 / \sin 17^\circ \approx 49.6 \text{ мм}.$$

3.7. Шаг сопел  $t_c$ 

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

Принимаем  $t_c = 1,00a_c$   $t_c = 49,6$ мм.

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

$$\dot{m}_{T} = \dot{m}_{\kappa p} = A(\kappa) \frac{p_{0}^{*} \sigma_{1_{\kappa p}} F_{\min}}{\sqrt{R T_{0}^{*}}};$$

где  $\sigma_{1_{\kappa p}} = \frac{p_{\kappa p}^*}{p_0^*}$  - коэффициент полного давления от входа до минимального

(критического) сечения сопла;

$$F_{\min} = \frac{\stackrel{\cdot}{m_T} \sqrt{RT_0^*}}{A(\kappa) \cdot p_0^* \cdot \sigma_{1\kappa\rho}} \; ,$$

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

Принимаем  $\sigma_{1\kappa p} \approx 1.0$ .

$$F_{\min} = \frac{1,185\sqrt{448,2\cdot1000}}{0.659\cdot1.0\cdot52\cdot10^5} \approx 2,315\cdot10^{-4} \,\text{M}^2.$$

3.9. Диаметр минимального сечения сопла  $d_{\min}$ 

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

#### 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):

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

где  $\Delta h_{II}$  и  $\Delta h_{BT}$  — 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  $\Delta h_{\Pi} = 1...2$  мм, а  $\Delta h_{BT} = 0...1$  мм). При малых степенях парциальности следует увеличивать  $\Delta h_{\Pi}$ .

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

Тогда высота лопатки рабочего колеса

$$h_{K1} = h_C + \Delta h_{TI} + \Delta h_{BT} = 14.4 + 2.6 + 1.0 = 18.0 \text{ MM}.$$

4.2. Угол потока на входе в решетку рабочего колеса  $\beta_1$  вычисляем по формуле

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

$$\beta_1 = arctg \left[ \sin 17^\circ / (\cos 17^\circ - 300/1323) \right] \approx 21.81^\circ.$$

4.3. Коэффициент скорости решетки рабочего колеса  $\psi$  выбираем из экспериментальных зависимостей коэффициента скорости решетки от суммы конструктивных углов профиля лопатки  $(\beta_{1,1}+\beta_{2,1})$  и числа Маха  $M_{w_1}$ , 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

 $(\beta_{1n} + \beta_{2n})$ . Поэтому в практике турбостроения часто пользуются экспериментальной зависимостью  $\psi$  от суммы углов  $(\beta_{1n} + \beta_{2n})$  - рисунок 5.5 а (на рисунке 5.5 а:  $\psi_{a\kappa m}$  - зависимость для активных лопаток турбин,  $\psi_{pea\kappa m}$  - зависимость для реактивных лопаток турбин).

Для сверхзвуковых турбин, как правило, используется экспериментальная зависимость  $\psi$  от числа Маха  $M_{w_1}$ , рисунок 5.5 б. Для нашего рассматриваемого случая  $M_{w_1} = 1,784$ . Поэтому воспользуемся последней зависимостью: из рисунка 5.5 б находим  $\psi = 0,87$ .

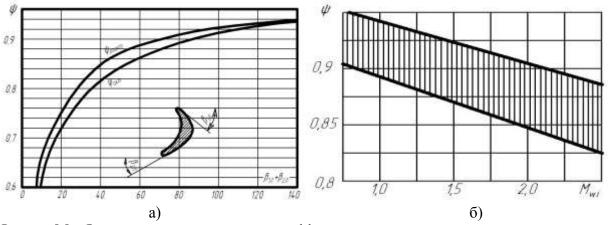


Рисунок 5.5 - Экспериментальная зависимость коэффициента скорости решетки от суммы конструктивных углов профиля лопатки (  $\beta_{1,1}+\beta_{2,1}$ ) и числа Маха  $M_{w_1}$ 

- 4.4. Скорость потока на выходе из колеса в относительном движении  $w_2$   $w_2 = yw_1 = 0.87 \cdot 1040 \approx 904.8 \,\mathrm{m/c}$ .
- 4.5. Приведенная скорость  $\lambda_{w_2}$ :  $\lambda_{w_2} = \psi \lambda_{w_1} = 0.87 \cdot 1.598 \approx 1.390$ .
- 4.6.. Коэффициент полного давления  $\sigma_2$

$$\sigma_{2} = \left[ \frac{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \left( \frac{\lambda_{w_{2}}}{\psi} \right)^{2}}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{w_{2}}^{2}} \right]^{\frac{\kappa}{(\kappa - 1)}} = \left[ \frac{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \left( \frac{1.390}{0,87} \right)^{2}}{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot (1.390)^{2}} \right]^{\frac{1,254}{(1,254 - 1)}} \approx 0,6291.$$

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:

$$h_{\kappa 2} = h_{\kappa 1} = 18,0$$
 mm.

4.9. Угол газового потока на выходе из рабочего колеса в относительном движении  $\beta_2$ :

$$\beta_2 = \arcsin \left[ \frac{\stackrel{\cdot}{m_T} \sqrt{RT_0^*}}{\varepsilon h_{\kappa 2} \pi D_{cp} p_{w_1}^* \sigma_2 A(\kappa) q(\lambda_{w_2})} \right],$$
 где  $\stackrel{\cdot}{m_T} = \stackrel{\cdot}{m_T} - \stackrel{\cdot}{m_y} = \stackrel{\cdot}{m_T} \left( 1 - \stackrel{\cdot}{m_y} {}_{m_T} \right) = \stackrel{\cdot}{m_T} \left( 1 - \stackrel{\cdot}{m_y} {}_{m_T} \right), \qquad \stackrel{\cdot}{m_y} = \mu_{_{3a3}} \left( 1 + \frac{h_{_{\kappa 1}}}{D_{_{cp}}} \right) \frac{\delta}{h_{_{\kappa 1}}},$ 

 $\dot{m}_T$  - массовый расход рабочего тела с учетом потерь расхода на утечки через уплотнения;  $\dot{m}_y$  - относительный массовый расход рабочего тела через уплотнения;  $\mu_{3a3}$  - коэффициент расхода утечек через минимальный зазор.

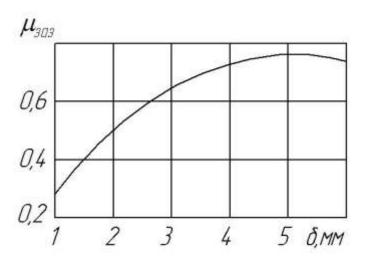


Рисунок 5.6 - Зависимость коэффициента расхода утечек через зазор  $\mu_{3a3}$  от минимального зазора  $\delta$  для осевой турбины с бандажом без лабиринта

Величина минимального зазора была выбрана нами ранее  $\delta=1,5$  мм (см. п. 1.7). Тогда из рисунка 5.6 найдем величину коэффициента расхода  $\mu_{3a3}\approx 0,4$ .

$$\overline{m}_{y} = 0.4 \left( 1 + \frac{18.0}{179.2} \right) \frac{1.5}{18.0} \approx 0.0367; \quad \overline{m}_{T}' = 1.185 \left( 1 - 0.0367 \right) \approx 1.142 \text{ kg/c},$$

$$p_{w_{1}}^{*} = p_{c_{1}}^{*} \frac{\pi(\lambda_{c_{1}})}{\pi(\lambda_{w_{1}})} = \sigma_{1} p_{0}^{*} \frac{\pi(\lambda_{c_{1}})}{\pi(\lambda_{w_{1}})} = \sigma_{1} p_{0}^{*} \frac{\left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c_{1}}^{2}\right)^{\frac{\kappa}{(\kappa - 1)}}}{\left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{w_{1}}^{2}\right)^{\frac{\kappa}{(\kappa - 1)}}},$$

$$p_{w_1}^* = 0,6908 \cdot 52 \cdot 10^5 \left[ \frac{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot (1,873)^2}{1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 - 1} \cdot (1,598)^2} \right]^{\frac{1,254}{(1,254 - 1)}} \approx 16,01 \cdot 10^5 \,\text{\Pia},$$

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

Величина угла  $\beta_2$  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°. В нашем случае оба этих условия соблюдаются.

Если величина выходного угла потока  $\beta_2$  больше величины входного угла потока  $\beta_1$ , то необходимо уменьшить величину угла  $\beta_2$  за счет увеличения высоты канала лопатки в выходном сечении  $h_{\kappa 2} > h_{\kappa 1}$ :  $h_{\kappa 2} = h_{\kappa 1} + \Delta h_{\kappa}$ . При выборе приращения высоты  $\Delta h_{\kappa}$  необходимо соблюдать выполнение условия  $arctg(\frac{\Delta h_{\kappa}}{1.4h_{\star 1}}) \leq (15...20)^{\circ}$ .

4.10. Статическая температура  $T_2$ 

$$T_2 = T_{2w_2}^* - \frac{(\kappa - 1)}{2\kappa R} w_2^2,$$
  $T_{2w_2}^* = T_{1w_1}^* = 848.9K,$   
 $T_2 = 848.9 - \frac{(1.254 - 1)}{2.1.254.448.2} \cdot (904.8)^2 \approx 663.9K.$ 

4.11. Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса  $c_2$ 

$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin \beta_2)^2 + (w_2 \cos \beta_2 - u)^2} = \sqrt{(904.8 \cdot \sin 21.16^\circ)^2 + (904.8 \cdot \cos 21.16^\circ - 300)^2} \approx 634.4 \text{m/c}$$

4.12. Угол потока на выходе в абсолютном движении  $\alpha_2$ 

$$\alpha_2 = arctg \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u} = \frac{904.8 \cdot \sin 21.16^{\circ}}{904.8 \cos 21.16^{\circ} - 300} \approx 30.99^{\circ}.$$

4.13. Окружная составляющая абсолютной скорости

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

4.14. Осевая составляющая абсолютной скорости

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

4.15. Температура торможения  $T_2^*$ 

$$T_2^* = T_2 + \frac{\kappa - 1}{2\kappa R}c_2^2 = 663.9 + \frac{1,254 - 1}{2 \cdot 1,254 \cdot 448.2} \cdot (634.4)^2 \approx 754.8 \text{ m/c}.$$

4.16. Критическая скорость звука  $a_{\kappa p \gamma}$ 

$$a_{\kappa p_2} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}} R T_2^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254 + 1} \cdot 448, 2 \cdot 754, 8} \approx 613,6 \text{ m/c}.$$

- 4.17. Приведенная скорость  $\lambda_{c_2} = \frac{c_2}{a_{\kappa p_2}} = \frac{634,4}{613,6} \approx 1,034$ .
- 4.18. Давление торможения  $p_2^*$

$$p_2^* = p_2 / \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c_2}^2\right)^{\frac{\kappa}{(\kappa - 1)}} = 3 \cdot 10^5 / \left(1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot 1,034^2\right)^{\frac{1,254}{(1,254 - 1)}} \approx 5,66 \cdot 10^5 \,\mathrm{Ha}.$$

4.19. Ширину решетки лопаток рабочего колеса b выбираем из рекомендуемого оптимального соотношения для активных решёток

$$\ddot{b}_{opt} = \frac{b}{h_{\kappa}} = (0,7...0,9),$$

где 
$$h_{\kappa} = (h_{\kappa 1} + h_{\kappa 2})/2 = (18,0+18,0)/2 = 18,0$$
мм.

Тогда, принимая  $b_{opt} = 0.7$ , находим  $b = b_{opt} h_{\kappa} = 0.7 \cdot 18.0 = 12.6$ мм.

4.20. Угол установки профиля лопатки в решетке рабочего колеса  $\gamma$ .

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

4.21. Длина хорды профиля лопатки  $b_{\scriptscriptstyle Л}$ 

$$b_{\pi} = b/\sin \gamma = 12.6/\sin 90^{\circ} = 12.6$$
 mm.

- 4.22. Относительный шаг решетки лопаток рабочего колеса  $\bar{t}_{\kappa} = t_{\kappa/b_{\pi}}$  для активных решёток находится в пределах (0,60...0,75). Принимаем  $\bar{t}_{\kappa} = 0,75$ .
  - 4.23. Шаг решетки рабочего колеса  $t_{\kappa}$

$$t_K = \bar{t}_K b_{\pi} = 0,75 \cdot 12,6 \approx 9,45 \text{MM}.$$

4.24. Число лопаток рабочего колеса  $z_{\kappa}$ 

$$z_{\kappa} = \pi D_{cp} / t_{\kappa} = \pi \cdot 179,2/9,45 \approx 59,54$$
.

Полученное значение числа лопаток рабочего колеса округляем до ближайшего целого числа  $z_{\kappa}=60$  и уточняем величину шага решётки рабочего колеса

$$t_{\rm K} = \pi D_{\rm CP} / z_{\rm K} = \pi \cdot 179,2/60 \approx 9,38$$
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  $\eta_{u}$

$$\eta_{u} = 2\varphi^{2} \frac{u}{c_{1}} \left( \cos \alpha_{1} - \frac{u}{c_{1}} \right) \cdot \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_{2}}{\cos \beta_{1}} \right) = 
+ 2 \cdot 0.95^{2} \cdot 0.2268 \left( \cos 17^{\circ} - 0.2268 \right) \cdot \left( 1 + 0.87 \frac{\cos 21.16^{\circ}}{\cos 21.81^{\circ}} \right) \approx 0.560$$

5.3. Удельная окружная работа  $L_u$ 

$$L_u = \eta_u L_s^* = 0.560 \cdot 970.6 \cdot 10^3 \approx 543.5 \,\mathrm{кДж/кг}.$$

5.4. Расход рабочего тела через уплотнение (утечки газа)

$$m_y = m_y \cdot m_T = 0.0367 \cdot 1.185 \approx 0.0435 \text{ KG/c}.$$

5.5. Расход рабочего тела через решетку колеса  $m_T$ 

$$m_T = m_T - m_y = 1{,}185 - 0{,}0435 \approx 1{,}142 \,\mathrm{K}\Gamma/\mathrm{c}.$$

- 5.6. Расходный КПД  $\eta_p = \frac{m_T}{m_T} = \frac{1,142}{1,185} \approx 0,964$ .
- 5.2. Окружная мощность  $N_u$

$$N_u = L_u \cdot m_T' = 543,5 \cdot 10^3 \cdot 1,142 \approx 620,7$$
 кДж/кг.

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

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

где  $C_{mp}=0.039/\sqrt[5]{\mathrm{Re}_\partial}$  - коэффициент трения диска;  $\mathrm{Re}_\partial=\frac{r_\partial^2\omega}{v}$  - число Рейнольдса;  $r_\partial=(D_{cp}-h_\kappa)/2$ ; v - кинематический коэффициент вязкости рабочего тела.

Принимаем кинематический коэффициент вязкости рабочего тела, равным  $v = 1 \cdot 10^{-4} \, \mathrm{m}^2/\mathrm{c}$ .

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

$$\operatorname{Re}_{\partial} = \frac{r_{\partial}^2 \omega}{v} = \frac{(0.0806)^2 \cdot 3349}{1 \cdot 10^{-4}} \approx 2.18 \cdot 10^5; \quad C_{mp} = 0.039 / \sqrt[5]{2.18 \cdot 10^5} = 3.34 \cdot 10^{-3};$$

$$N_{mp.\partial} = 2 \cdot 3.34 \cdot 10^{-3} \cdot 1.107 \cdot (0.0806)^5 \cdot (3349)^3 \approx 944.8 \text{ BT} \approx 0.945 \text{ κBt}.$$

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

Принимаем ширину бандажа лопатки, равной ширине лопатки рабочего колеса  $b_{\tilde{o}} = b = 0{,}0126\,\mathrm{m}$ , высоту бандажа  $\Delta h_{\kappa} = 2 M M$ .

$$D_{\tilde{0}} = D_{cp} + h_{\kappa} + 2\Delta h_{\kappa} = 0,1792 + 0,0180 + 2 \cdot 0,002 = 0,2012 \text{M} \,.$$

Выражение для коэффициента трения бандажа  $C_{\delta}$  справедливо при соотношении  $\frac{\delta_r}{D_{cp}}=0,017...0,21$ . Принимаем  $\delta_r=3,5$ мм;  $v=1\cdot 10^{-4}\,\mathrm{m}^2/\mathrm{c}$ .

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

$$N_{mp,\delta} = 0.921 \cdot 10^{-3} \cdot 1.107 \cdot (3349)^3 \cdot 0.0126 \cdot (0.2022)^4 \approx 790.7 \text{ BT} \approx 0.791 \text{ kBt}.$$

5.9. Потери мощности, связанные с парциальным впуском рабочего тела

$$\begin{split} N_{\varepsilon} &= 0.015 \rho_{1} \, \frac{h_{1, \pi}}{D_{cp}} \Bigg( 1 + 10 \, \frac{b}{D_{cp}} \Bigg) (1 - \varepsilon) \omega^{3} D_{cp}^{5} = \\ &= 0.015 \cdot 1,\!107 \cdot \frac{18,\!0}{179,\!2} \Bigg( 1 + 10 \cdot \frac{12,\!6}{179,\!2} \Bigg) (1 - 0,\!343) (3349)^{3} (0,\!1792)^{5} \approx 12945 Bm \approx 12,\!945 \kappa Bm \end{split}$$

5.10. Мощность турбины  $N_{\scriptscriptstyle T}$ 

$$N_T = \begin{pmatrix} \cdot & \cdot \\ m_T - m_y \end{pmatrix} L_u - N_{mp.\partial} - N_{mp.\partial} - N_{\varepsilon} =$$

$$= 1,142 \cdot 543,5 \cdot 10^3 - 944,8 - 790,7 - 12945 \approx 606,0 \cdot 10^3 Bm = 606,0 \kappa Bm$$

5.11. Удельная работа турбины  $L_{\scriptscriptstyle T}$ 

$$L_T = N_T / m_T = 606,0 \cdot 10^3 / 1,185 \approx 511,4 \ кДж/кг.$$

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  $\eta_{\scriptscriptstyle T}$ 

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

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

$$\dot{m}_T = \frac{N_T}{L_s^* \cdot \eta_T} = \frac{500 \cdot 10^3}{970.6 \cdot 10^3 \cdot 0.527} \approx 0.978 \text{ kg/c}.$$

Вычисляем объемный расход газа и коэффициент быстроходности  $\dot{V}_{1s} = \dot{m}_T/\rho_{1s} = \frac{0.978}{1.192} \approx 0.820\,\text{m}^3/\text{c} \; .$ 

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

$$L_T = N_T / m_T = \frac{500 \cdot 10^3}{0.978} \approx 511.2 \frac{\kappa \angle J \varkappa c}{\kappa c}.$$

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  $F_c$ 

$$F_c = \frac{0.978\sqrt{448.2\cdot1000}}{52\cdot10^5\cdot0.6908\cdot0.659\cdot\sin17^\circ} \approx 2.2895\cdot10^{-3}\,_{\text{M}}{}^2 = 2289.5\,_{\text{MM}}{}^2\,.$$

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

$$h_c = 2,2895 \cdot 10^{-3} / 0,34 \cdot \pi \cdot 0,1792 \approx 0,0136 M = 13,6 MM$$
 , 
$$h_c = d_a = 0,0136 M = 13,6 MM$$
 .

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

3.3. Суммарная площадь сечений сопел в конце конической части  $F_a$ 

$$F_a = 2289.5 \cdot \sin 17^\circ = 669.5_{MM}^2$$
.

3.4. Площадь сечения единичного сопла в конце конической части  $f_a$ 

$$f_a = \frac{\pi d_a^2}{4} = \frac{\pi \cdot (13.6)^2}{4} \approx 145.2_{MM}^2$$
.

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  $\epsilon$ 

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

3.6. Большая ось эллипса сечения сопел на выходе  $a_c$ 

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

3.7. Шаг сопел  $t_c$ 

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

Принимаем  $t_c = 1,00a_c$   $t_c = 44,8$ мм.

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

$$F_{\min} = \frac{\stackrel{\cdot}{m_T} \sqrt{RT_0^*}}{A(\kappa) \cdot p_0^* \cdot \sigma_{1\kappa p}},$$

Принимаем  $\sigma_{1\kappa p} \approx 1.0$ .

$$F_{\min} = \frac{0.978\sqrt{448.2 \cdot 1000}}{0.659 \cdot 1.0 \cdot 52 \cdot 10^5} \approx 1.911 \cdot 10^{-4} \, \text{M}^2.$$

3.9. Диаметр минимального сечения сопла  $d_{\min}$ 

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

#### 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:

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

Тогда высота лопатки рабочего колеса равна

$$h_{\kappa 1} = h_{c} + \Delta h_{II} + \Delta h_{BT} = 13,1 + 2,0 + 0,9 = 16,0$$
mm.

4.8. Высота лопатки рабочего колеса в выходном сечении.

Примем высоту канала постоянной по длине лопатки:

$$h_{\kappa 2} = h_{\kappa 1} = 16,0$$
 MM.

4.9. Угол газового потока на выходе из рабочего колеса в относительном движении  $\beta_2$  :

Найдем величину коэффициента расхода  $\mu_{3a3} \approx 0,4$  по величине минимального зазора, выбранной нами ранее  $\delta = 1,5$  мм (см. п. 1.7).

Тогда 
$$m_y = 0.4 \left(1 + \frac{16.0}{179.2}\right) \frac{1.5}{18.0} \approx 0.0408$$
;  $m_T = 0.978 \left(1 - 0.0408\right) \approx 0.938$  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  $\beta_2$  удовлетворяет вышеприведенным условиям:

$$\beta_2 \le \beta_1$$
;  $(\beta_1 - \beta_2) = 21.81^{\circ} - 21.59^{\circ} = 0.22^{\circ}$ .

4.11. Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса с2

$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin \beta_2)^2 + (w_2 \cos \beta_2 - u)^2} = \sqrt{(904.8 \cdot \sin 21.59^\circ)^2 + (904.8 \cdot \cos 21.59^\circ - 300)^2} \approx 635.5 \text{m/c}$$

4.12. Угол потока на выходе в абсолютном движении  $\alpha_2$ 

$$\alpha_2 = arctg \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u} = \frac{904.8 \cdot \sin 21.59^\circ}{904.8 \cos 21.59^\circ - 300} \approx 31.59^\circ.$$

4.13. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 634.5 \cos 31.59^\circ \approx 540.5 \,\text{m/c}.$$

4.14. Осевая составляющая абсолютной скорости

 $c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 634.5 \sin 31.59^\circ \approx 332.4 \text{ m/c}.$ 

4.15. Температура торможения  $T_2^*$ 

$$T_2^* = T_2 + \frac{\kappa - 1}{2\kappa R}c_2^2 = 663.9 + \frac{1,254 - 1}{2\cdot 1,254\cdot 448.2} \cdot \left(635.5\right)^2 \approx 755.0 \text{ m/c}.$$

4.16. Критическая скорость звука  $a_{\kappa p_2}$ 

$$a_{\kappa p_2} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}} RT_2^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,254}{1,254 + 1} \cdot 448, 2 \cdot 755,0} \approx 613,6 \text{ m/c}.$$

- 4.17. Приведенная скорость  $\lambda_{c2} = \frac{c_2}{a_{\kappa p2}} = \frac{635,5}{613,6} \approx 1,036$ .
- 4.18. Давление торможения  $p_2^*$

$$p_2^* = p_2 / \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_{c_2}^2\right)^{\frac{\kappa}{(\kappa - 1)}} = 3 \cdot 10^5 / \left(1 - \frac{1,254 - 1}{1,254 + 1} \cdot 1,036^2\right)^{\frac{1,254}{(1,254 - 1)}} \approx 5,68 \cdot 10^5 \,\mathrm{Ha}.$$

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

Тогда, принимая  $b_{opt}=0.8$ , находим  $b=b_{opt}\,h_{\!\scriptscriptstyle K}=0.8\cdot 16.0=12.8$ мм.

- 4.20. Угол установки профиля лопатки в решетке рабочего колеса принимаем равным 90°.
  - 4.21. Длина хорды профиля лопатки  $b_{\pi} = b/\sin \gamma = 12,8/\sin 90^{\circ} = 12,8$ мм.
- 4.22. Относительный шаг решетки лопаток рабочего колеса принимаем  $\bar{t}_{\scriptscriptstyle K} = 0.75$  .
  - 4.23. Шаг решетки рабочего колеса  $t_K = \bar{t}_K b_{\mathcal{A}} = 0,75 \cdot 12,8 = 9,6$ мм.
  - 4.24. Число лопаток рабочего колеса  $z_{\kappa}$

$$z_{\kappa} = \pi D_{cp} / t_{\kappa} = \pi \cdot 179,2/9,6 \approx 58,61.$$

Полученное значение числа лопаток рабочего колеса округляем до ближайшего целого числа  $z_{\kappa}=59$  и уточняем величину шага решётки рабочего колеса

$$t_K = \pi D_{CP} / z_K = \pi \cdot 179,2/59 \approx 9,54_{MM}$$
.

#### 5 Определение работы, мощности и КПД турбины

5.2. Окружной КПД  $\eta_{u}$ 

$$\eta_{u} = 2\varphi^{2} \frac{u}{c_{1}} \left( \cos \alpha_{1} - \frac{u}{c_{1}} \right) \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_{2}}{\cos \beta_{1}} \right) =$$

$$+ 2 \cdot 0.95^{2} \cdot 0.2268 \left( \cos 17^{\circ} - 0.2268 \right) \left( 1 + 0.87 \frac{\cos 21.59^{\circ}}{\cos 21.81^{\circ}} \right) \approx 0.559$$

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)

. . . . 
$$m_y = m_y \cdot m_T = 0,0408 \cdot 0,978 \approx 0,0399$$
 кг/с.

5.5. Расход рабочего тела через решетку колеса  $m_{T}$ 

$$m_T = m_T - m_y = 0.978 - 0.0399 \approx 0.938 \,\mathrm{KF/c}.$$

- 5.6. Расходный КПД  $\eta_p = \frac{m_T}{m_T} = \frac{0.938}{0.978} \approx 0.959$ .
- 5.2. Окружная мощность  $N_u$

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

5.7. Потери мощности на трение диска  $N_{\it mp.o}$ 

Принимаем кинематический коэффициент вязкости рабочего тела, равным  $v = 1 \cdot 10^{-4} \, \mathrm{m}^2/\mathrm{c}$ .

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

$$\operatorname{Re}_{\partial} = \frac{r_{\partial}^2 \omega}{v} = \frac{(0.0816)^2 \cdot 3349}{1 \cdot 10^{-4}} \approx 2.23 \cdot 10^5; \quad C_{mp} = 0.039 / \sqrt[5]{2.23 \cdot 10^5} = 3.32 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{mp.\partial} = 2 \cdot 3.32 \cdot 10^{-3} \cdot 1.107 \cdot (0.0816)^5 \cdot (3349)^3 \approx 996.2 \,\mathrm{BT} \approx 0.996 \,\mathrm{KBT}.$$

5.8. Потери мощности на трение бандажа  $N_{\it mp.6}$ 

Принимаем ширину бандажа лопатки, равной ширине лопатки рабочего колеса  $b_{\tilde{o}}=b=0.0128\,\mathrm{m}$ , высоту бандажа  $\Delta h_{\kappa}=2_{MM}$ .

$$D_{\tilde{0}} = D_{cp} + h_{\kappa} + 2\Delta h_{\kappa} = 0,1792 + 0,0160 + 2 \cdot 0,002 = 0,1992 \text{M} \,.$$

Принимаем  $\delta_r = 3.5 \text{мм}$ ;  $v = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{c}$ .

$$\mathrm{Re}_{\tilde{o}} = \frac{3349 \cdot 0,\!1992 \cdot 0,\!0035}{2 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} \approx 1,\!16 \cdot 10^4 \,, \ \text{тогда} \ C_{\tilde{o}} = 0,\!1/\sqrt{1,\!16 \cdot 10^4} \approx 0,\!927 \cdot 10^{-3} \,,$$

$$N_{mp.6} = 0.927 \cdot 10^{-3} \cdot 1.107 \cdot \left(3349\right)^3 \cdot 0.0128 \cdot \left(0.1992\right)^4 \approx 776.8 \, \mathrm{Bt} \approx 0.777 \, \mathrm{kBt}.$$

5.9. Потери мощности, связанные с парциальным впуском рабочего тела

$$\begin{split} N_{\varepsilon} &= 0.015 \rho_{1} \frac{h_{1.1}}{D_{cp}} \left( 1 + 10 \frac{b}{D_{cp}} \right) (1 - \varepsilon) \omega^{3} D_{cp}^{5} = \\ &= 0.015 \cdot 1,107 \cdot \frac{16.0}{179.2} \left( 1 + 10 \cdot \frac{12.8}{179.2} \right) (1 - 0.311) (3349)^{3} (0.1792)^{5} \approx 12162 Bm \approx 12.162 \kappa Bm \end{split}$$

5.10. Мощность турбины  $N_{\scriptscriptstyle T}$ 

$$N_T = \begin{pmatrix} \cdot & \cdot \\ m_T - m_y \end{pmatrix} L_u - N_{mp.\partial} - N_{mp.\delta} - N\varepsilon =$$

$$= 0.938 \cdot 542.4 \cdot 10^3 - 996.2 - 776.8 - 12162 \approx 494.9 \cdot 10^3 Bm = 494.9 \kappa Bm$$

5.11. Удельная работа турбины  $L_T$ 

$$L_T = N_T / m_T = 494,9 \cdot 10^3 / 0,978 \approx 506,0$$
 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  $\eta_{\scriptscriptstyle T}$ 

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

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  $\eta_T$  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  $\eta_\varepsilon$ , определяемой величиной степени парциальности (см. таблицу 5.2).

Таблица 5.2

ε	0,3	0,2	0,1	0,05	0,025	0,01
$\eta_{arepsilon}$	0,9	0,8	0,65	0,5	0,35	0,2

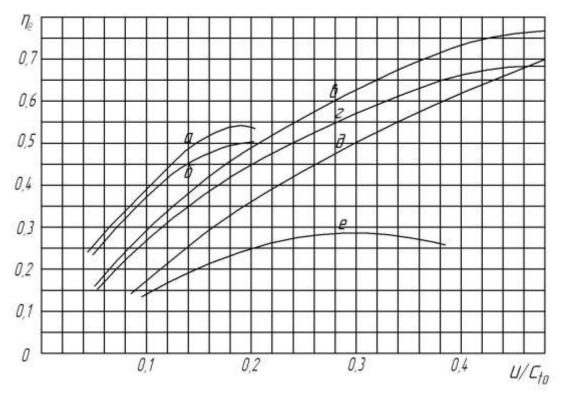


Рисунок 5.7 - Зависимость КПД турбины  $\eta_T$  от отношения  $u / c_s$  для следующих типов турбин: а - биротативная; б — осевая активная двухступенчатая со ступенями скорости; в — осевая реактивная одноступенчатая; г - осевая активная одноступенчатая; д — центростремительная; е — тангенциальная

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.

Заданы: кинематические параметры — углы  $\alpha_0$  и  $\alpha_1$  и приведенная скорость  $\lambda_1$ ; геометрические ограничения — длина  $a_c$ , которую занимает на среднем диаметре турбины проекция диаметра выходного сечения сопла  $d_a$  (см. рисунок 5.8).

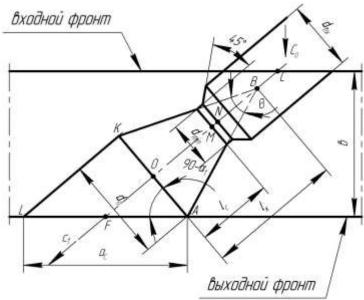


Рисунок 5.8 - Профиль сверхзвукового осесимметричного канала соплового аппарата с косым срезом

Требуется построить профиль канала соплового аппарата, в котором бы реализовывалась заданная степень понижения давления  $\pi_{CA} = p_0^*/p_1$ , соблюдались геометрические ограничения, а потери энергии не превышали значений, принятых в расчете и определяемых величиной  $\phi_{CA}$ .

На рисунке 5.8 изображен профиль сверхзвукового осесимметричного канала соплового аппарата с косым срезом и приведены обозначения его основных параметров.

Графические работы, связанные с построением профиля целесообразно выполнять в следующей последовательности.

На прямой линии (см. рисунок 5.8), принятой за выходной фронт, выбирают точку А. Из этой точки под углом (90°- $\alpha_1$ ), к выходному фронту откладывают отрезок АК, равный диаметру выходного сечения сопла  $d_a$ . Через точку О, являющуюся серединой отрезка АК проводят ось сопла FC, а из точки К – отрезок

KL, параллельный оси сопла. В результате образуется форма профиля сопла на участке косого среза.

Затем выполняется построение конической зоны сверхзвуковой части сопла  $l_c = (d_a - d_{\min})/2tg(\Theta/2)$ , где  $\Theta = (12...17)^\circ$ , а также условную длину конуса  $l_k = d_a/2tg(\Theta/2)$ .

От точки по оси сопла откладывают отрезок ОМ, равный  $l_c$ . От точки М вдоль оси сопла откладывают отрезок МN, соответствующий длине цилиндрической шейки минимального сечения канала соплового аппарата. Величину MN выбирают в пределах (0,15...0,20)  $d_{min}$ .

Диаметр докритической цилиндрической части сопла  $d_{\rm BX}$  принимают равным (1,4...1,6)  $d_{\rm min}$ . Переход от докритической части сопла к минимальному сечению сопла осуществляется по конической поверхности (см. рисунок 5.8), образующая которой наклонена к оси сопла под углом 45°.

Длина оси канала ОС (без учета участка косого среза) выбирается в пределах  $(1,2...1,3)l_k$ . Через точку С, параллельно линии выходного фронта, проводится линия входного фронта.

Общая длина оси канала FC может быть найдена из выражения  $FC = d_a/2tg\,\alpha_1 + (1,2...1,3)d_a/2tg\,(\Theta/2)$ , а ширина венца из соотношения  $b = FC\sin\alpha_1$ .

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:

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

Принимаем  $\Theta = 13^{\circ}$ .

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

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

$$\begin{split} &l_{MN} = \big(0.15 - 0.20\big)d_{\min}\,, \quad l_{MN} = 0.20 \cdot 7.0 \approx 1,4\text{mm}; \\ &d_{\text{ex}} = (1.4...1,6)d_{\min}\,, \qquad d_{\text{ex}} = 1,.6 \cdot 7.0 \approx 11.2\text{ mm}; \\ &FC = d_a / 2tg\,\alpha_1 + (1.2...1,3)d_a / 2tg\big(\Theta/2\big), \\ &FC = 13.1/2tg\,17^\circ + 1.3 \cdot 13.1/2tg\,(13^\circ/2) \approx 96,2\text{mm} \\ &b = FC = 96,2 \cdot \sin 17^\circ \approx 28,1\text{ mm} \end{split}$$

#### 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  $\beta_{1\pi}$  и выхода  $\beta_{2\pi}$  для сверхзвуковых решёток принимают равными значениям углов газового потока  $\beta_1$  и  $\beta_2$  соответственно. Величину толщины входной и выходной кромок обычно принимают одинаковой, а её значение находится в пределах  $r_{6x} = r_{6blx} = (0,02...0,025) b_{\pi}$ .

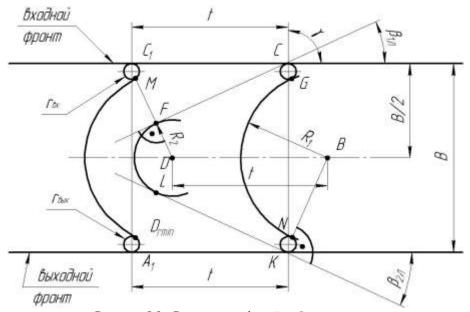


Рисунок 5.9 - Решетка профилей рабочего колеса

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 А и  $A_1$  восстанавливают перпендикуляры до пересечения их с входным фронтом решётки в точках С и  $C_1$  соответственно (см. рисунок 5.9). На отрезках АС и  $A_1C_1$ , являющихся хордами двух соседних профилей, проводят окружности радиусами  $r_{ex}$  и  $r_{ebx}$  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  $\beta_{2\pi}$  к выходному фронту решётки проводят касательную к окружности, образующей выходную кромку (см. рисунок 5.9). Из точки касания К через центр окружности проводят линию КВ до пересечения с продольной осью симметрии решётки (восстанавливают перпендикуляр к касательной в точке K). Радиусом  $R_1$ =NВ проводят дугу NG, которая и является искомым контуром корытца профиля.

Контур спинки профиля выполняется следующим образом.

Под углом  $\beta_{1\pi}$  ко входному фронту решётки проводят касательную к окружности радиусом  $r_{\rm ex}$ . Из точки В 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  $a_{\Gamma \min}$  (см. рисунок 5.9). Если окажется, что  $a_{\Gamma \min} < 3$  мм, то необходимо уменьшить количество лопаток рабочего колеса  $z_{PK}$  (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.

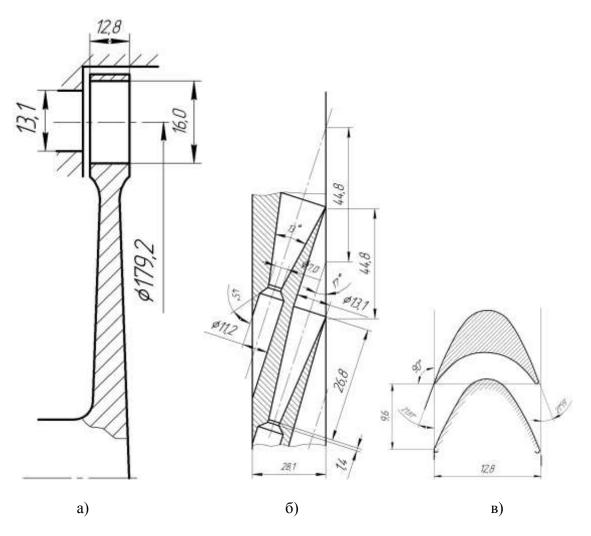


Рисунок 5.10 - Меридиональное сечение турбины (a), профили проточной части соплового аппарата (б) и рабочего колеса (в)

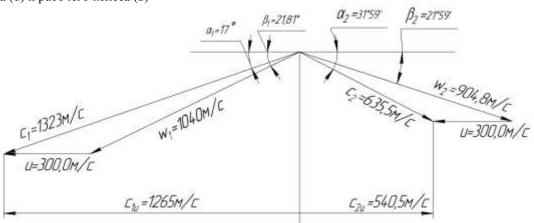


Рисунок 5.11 - План скоростей (треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса)

# 6 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ АВТОНОМНОЙ ТУРБИНЫ, ВЫПОЛНЕННОЙ НА БАЗЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ АКТИВНОЙ ТУРБИНЫ СО СТУПЕНЯМИ СКОРОСТИ

Газодинамический расчет многоступенчатых турбин всех типов состоит из последовательного газодинамическго расчета отдельных ступеней. При этом исходными параметрами для расчета очередной ступени служат выходные параметры торможения предыдущей ступени.

Выбор коэффициентов потерь (коэффициентов скорости соплового аппарата  $\varphi$  и рабочего колеса  $\psi$ ), определение утечек через зазоры, потерь на трение диска и бандажа, потерь, связанных 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. раздел 5).

# 6.1 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  $\overline{\delta}$ . 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.

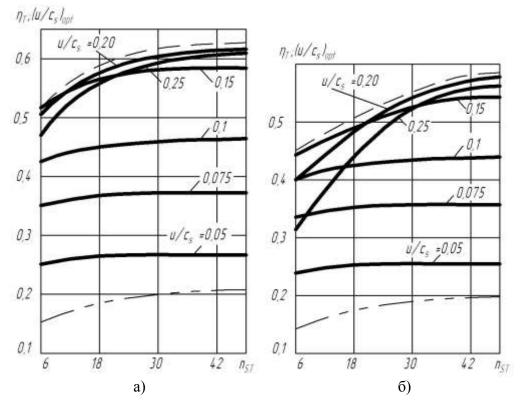
С увеличением высоты лопатки КПД решетки (в результате снижения вторичных потерь) и расходный КПД турбины возрастают, а потери на

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 6.1 представлены результаты расчета значений оптимального КПД  $\eta_{Topt}$  при  $\varepsilon_{opt}$ , максимального КПД  $\eta_{T\max}$  при  $\varepsilon_{opt}$  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  $\alpha_{II} = (13-15)^\circ$ ,  $M_{w_1} \le 1.8$ ,  $\varphi = (0.93-0.95)$ , Re  $\approx 5 \cdot 10^5$ ,  $\mu_{3a3} = (0.4-0.6)$ ,  $b/D_{cp} = (0.03...0.05)$ , 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.



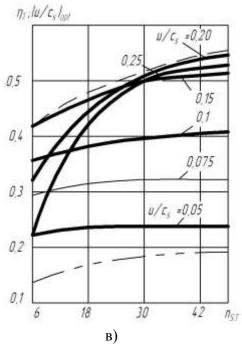


Рисунок 6.1 - Зависимость  $\eta_{Topt}$  ( ---- ),  $\eta_{T\max}$  (- - -) и  $(u/c_s)_{opt}$  (- · - · -) от  $n_{ST}$  для двухступенчатой активной турбины со ступенями скорости (рабочие колеса с бандажами):  $a-\overline{\delta}=0$ ;  $\delta-\overline{\delta}=0,01$ ;  $\epsilon-\overline{\delta}=0,02$  [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 6.1. На основании рисунка 6.1 находим оптимальное значение КПД двухступенчатой турбины  $\eta_T$  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  $\varepsilon$  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  $m_{TI}$ , высоту 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  $h_{\kappa I}$ , увеличенной на размер перекрытий:

$$h_{cII} = h_{\kappa I} + \Delta h_{II} + \Delta h_{BT} ,$$

где  $\Delta h_{II}$  и  $\Delta h_{BT}$  — 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 турбины  $L_u = L_{uI} + L_{uII}$ ,

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  $\eta_p = m_{TII} / m_T$ ,

где  $m_{TH}$  - 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  $L_T = N_T / m_T$
- 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.

## 6.2 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 рассматрим 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  $b_{ncII} = b_{cII} / \sin \gamma_{cII}$ , где  $\gamma_{cII}$  угол установки профиля в решётке второй ступени; его значение принимается равным  $(80...90)^{\circ}$ ;
- 3) шаг решётки  $t_{cII} = (t_{cII} / b_{ncII})_{opt} b_{ncII}$ , где  $(t_{cII} / b_{ncII})_{opt} -$  оптимальное значение относительного шага решётки второй ступени, которое для сопловых решёток принимается равным (0,6...0,7);
  - 4) 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  $\alpha_{0II}$ 

(он же угол потока в абсолютном движении на выходе из рабочего колеса первой ступени) и угол потока на выходе из СА в абсолютном движении  $\alpha_{1H}$ .

На основании этой информации осуществляется профилирование решетки CA.

С этой целью на линии, принятой за выходной фронт решётки, откладывают отрезок A- $A_1$ , равный шагу решётки t (см. рисунок 6.2).

Из точки A проводят луч AB под углом  $\gamma$  к выходному фронту. На луче AB откладывают отрезок A-B, который равен хорде профиля  $b_n$ . Затем проводят через точки B и  $B_1$  входной фронт решётки (см. рисунок 6.2).

Параллельно входному фронту решётки на расстоянии b/2 от него проводят ось симметрии. На хорде профиля AB строят касательно к фронтам решётки радиусами  $r_{\text{вх}} = (0.02...0.025)$   $b_{\text{л}}$ , а  $r_{\text{вых}} = (0.015...0.02)$  $b_{\text{л}}$ .

Затем формируют контур корытца профиля. С этой целью под углом  $(\alpha_{0\kappa}=\alpha_0+\omega_{b\kappa}/2)$  по входному фронту проводят касательную к окружности радиусом  $r_{b\kappa}$  (см. рисунок 6.2). Угол заострения входной кромки  $\omega_{b\kappa}$  принимается равным  $(10...15)^{\circ}$  для сверхзвуковых решеток. После этого на линии продольной оси симметрии, методом последовательных приближений, определяют точку E, 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 ( $\alpha_{0c}=\alpha_0$  -  $\omega_{\rm BX}/2$ ) ко входному фронту решетки проводят касательную к окружности радиусом  $r_{\rm BX}$ . Под углом ( $\alpha_{1c}=\alpha_1+\omega_{\rm BMX}/2$ ) к выходному фронту проводят касательную к окружности радиусом  $r_{\rm BMX}$  (см. рисунок 6.2). Величина угла заострения выходной кромки  $\omega_{\rm BMX}$  принимается равной (5...6)° для сверхзвуковых решеток.

Для плавного сопряжения линейных участков ВК 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 К и L (см. рисунок 6.2). На линии КL, 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  $a_{\Gamma \min}$ . Если  $a_{\Gamma \min} \ge 3$  мм, то профилирование считают законченным. В противном случае увеличивают значение шага t и процесс профилирования повторяют.

Приведенный метод профилирования лопаток CA второй ступени дает удовлетворительные результаты в диапазоне  $M_{1s}$ =(0,9...1,5).

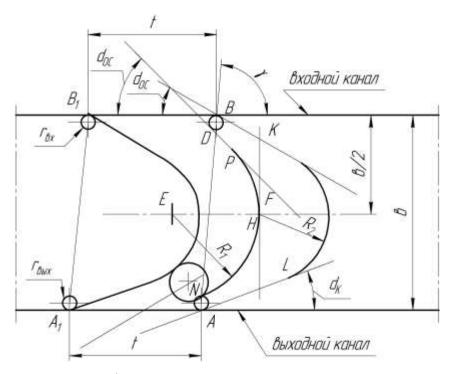


Рисунок 6.2 - Профилирование лопатки соплового аппарата второй ступени

#### 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  $b_{\kappa II} = (b_{\kappa II}/h_{\kappa II})_{opt} h_{\kappa II}$ ,

где  $(b_{\kappa II}/h_{\kappa II})_{opt}$  — оптимальное значение относительной ширины венца, которое для активных до- или трансзвуковых рабочих решеток находится в пределах (0,7...0,8);

- 2) хорду профиля  $b_{\jmath\kappa II} = b_{\kappa II}/\sin\gamma_{\kappa II}$ , где  $\gamma_{\kappa II}$  угол установки профиля в решётке второй ступени; его значение принимается равным (80...85)°;
- 3) шаг решётки  $t_{\kappa II} = (t_{\kappa II}/b_{\jmath\kappa II})_{opt}b_{\jmath\kappa II}$ , где  $(t_{\kappa II}/b_{\jmath\kappa II})_{opt}$  оптимальное значение относительного шага решётки второй ступени, которое для рабочих решёток принимается равным (0,65...0,75);

4) потребное число лопаток 
$$z_{\kappa II} = \frac{\pi D_{cp}}{t_{\kappa II}}$$
,

Полученное значение  $z_{\kappa II}$  округляется до ближайшего целого значения, после чего уточняется шаг решётки  $t_{\kappa II}$  .

5) Величина горла межлопаточного канала РК  $\,a_{arGamma III} = t_{\kappa II} \sineta_{2II}\,.$ 

По результатам ранее проведенного проектного расчета известны углы потока в относительном движении на входе и выходе из решетки РК  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , а также значения приведенных скоростей  $\lambda_{w1}$  и  $\lambda_{w2}$ . На основании этой информации осуществляется профилирование решетки РК.

Из центра окружности, образующей выходную кромку на хорде  $O_1N_1$ , радиусом ( $a_{\Gamma}$ + $r_{вых}$ ) проводится дуга окружности. Для обеспечения потребной пропускной способности межлопаточного канала и расчетного значения  $\lambda_{w2}$  необходимо так сформировать контур спинки профиля, чтобы он коснулся дуги радиусом ( $a_{\Gamma}$ + $r_{вых}$ ) в некоторой точке C (см. рисунок 6.3).

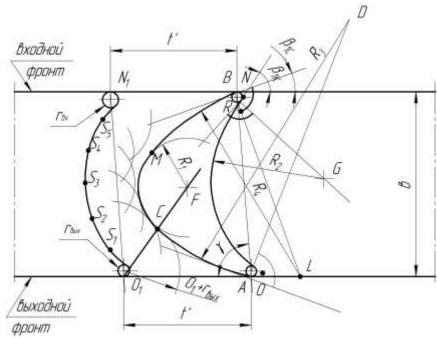


Рисунок 6.3 - Профилирование лопатки рабочего колеса второй ступени

Формирование контура спинки проводится следующим образом. Под углом  $(\beta_{1c}=\beta_1-\omega_{\text{вх}}/2)$  и  $(\beta_{2c}=\beta_2-\omega_{\text{вых}}/2)$  ко входному и выходному фронтам решетки проводятся касательные к окружностям, образующим входную и выходную кромки профиля (см. рисунок 6.3). При этом угол заострения входной кромки принимается равной  $\omega_{\text{вх}}=(10...12)^{\circ}$ , а  $\omega_{\text{вых}}=(5...8)^{\circ}$ .

Из точек касания A (на выходной кромке) и B (на входной кромке) восстанавливаются перпендикуляры AD и BL к касательным линиям. На перпендикуляре AD методом последовательных приближений определяется точка D, из которой радиусом  $R_3$  осуществляется сопряжение дугой AC контура выходной кромки и дуги радиуса ( $a_{\Gamma}$ + $r_{вых}$ ).

Точка L на перпендикуляре BL определяется на пересечении его с выходным фронтом решетки. Из точки L радиусом  $R_1$  проводится дуга BM, касающаяся входной кромки в точке B.

Для завершения формирования контура спинки необходимо осуществить сопряжение дуг ВМ и АС. С этой целью из центра окружности  $O_1$  через точку касания С дуги АС и дуги радиуса ( $a_{\Gamma}$ + $r_{\text{вых}}$ ) проводится луч СГ. На этом луче методом последовательных приближений определяется точка F, из которой радиусом  $R_1$  проводится дуга СМ, формирующая контур спинки профиля в месте максимального изгиба.

Контур корытца профиля формируется в следующей последовательности.

Под углом ( $\beta_{1\kappa} = \beta_1 + \omega_{Bx}/2$ ) ко входному фронту решетки проводят касательную к окружности, образующей входную кромку профиля. В точке касания R восстанавливают перпендикуляр к касательной (см. рисунок 6.3) 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<sub>2</sub> можно сформировать контур корытца соседнего профиля. Образовавшуюся форму межлопаточного канала проверяют на «запирание». С этой целью радиусом, равным  $a_{\Gamma}$ , из пяти-семи точек  $S_i$ , расположенных на контуре корытца соседнего профиля (см. рисунок 6.3), проводят дуги до пересечения друг с другом. Выделив таким образом в межлопаточном канале полосу постоянной ширины, равную величине  $a_{\Gamma}$ , по оставшейся области судят о качестве спроектированного профиля. область Если оставшаяся представляет плавно сужающуюся межлопаточный канал конфузорный, 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 заостренения входной и выходной кромок  $\omega_{\rm BX}$  и  $\omega_{\rm BMX}$  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...1,1), Для более низких значений целесообразно выполнять контуры спинки и корытца профиля сопряжением локальных кривых [17].

# 7 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 и обосновать схему ТНА, провести расчет и выбрать значение максимально допустимой угловой скорости вращения вала турбины, выбрать и обосновать тип турбины.
- 1.2. Провести расчет основных геометрических и режимных параметров турбины, а также оценить необходимые коэффициенты потерь энергии в элементах проточной части.
- 1.3. Провести расчет параметров потока в элементах проточной части турбины на среднем диаметре.
- 1.4. Определить мощность проектируемой турбины и осуществить коррекцию расчета при ее отличии от заданных значений.
- 1.5. Выполнить проектирование каналов и построить чертежи меридионального сечения турбины и профилей лопаток (каналов) соплового аппарата и рабочего колеса турбины в ее характерных сечениях турбины.
- 1.6. 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.

- 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 (см. разделы 5 и 6).
- 2.6. Профилирование меридионального сечения и каналов соплового аппарата и рабочего колеса турбины в характерных ее сечениях (см. разделы 5 и 6).
  - 2.7. Оформление расчетно-пояснительной записки проектного расчета.

### 3. СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ОФОРМЛЕНИЯ РАСЧЕТНО-ПОЯНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ:

Пояснительная записка начинается с описания исходных данных для рассчитываемой турбины. Затем следует выбрать, обосновать и изобразить схему ТНА и дать ее описание.

Газодинамический расчет турбины целесообразно проводить после выполнения пунктов (2.1-2.4) настоящего раздела, в основном, в последовательности, изложенной в разделах (5, 6), в зависимости от числа ступеней 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 [18].

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. Библиографический 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 компьютерных программ.

#### 8 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. Почему автономные турбины ТНА обычно активного типа?
- 3. Почему предкамерные турбины ТНА обычно реактивного типа?
- 4. Области эффективного применения активных и реактивных турбин.
- 5. Причины и цель применения многоступенчатых турбин.
- 6. Какие типы многоступенчатых турбин Вы знаете и каковы их особенности?
- 7. Достоинства и недостатки многоступенчатых турбин по сравнению с одноступенчатыми турбинами.
  - 8. Какова причина применения парциального подвода рабочего тела?
- 9. Какова цель постановки бандажа и физика его влияния на рабочий процесс турбины?
- 10. Какие факторы определяют целесообразность выбора угла потока на выходе из соплового аппарата одноступенчатых активных турбин ТНА из диапазона (15...20)°?
  - 11. Пути повышения мощности турбины при проектировании.
- 12. Как можно снизить расход рабочего тела при проектировании на заданную мошность?
  - 13. Почему снижается КПД ступени при парциальном подводе рабочего тела?
  - 14. Какие возможные пути повышения скорости истечения газа из СА?
  - 15. Каковы способы снижения выходных потерь в ступени?
  - 16. Чем вызвана необходимость верхней и нижней перекрыш?
  - 17. Назовите способы снижения утечек в ступени?
  - 18. Перечислите основные виды потерь энергии в турбине?
- 19. Перечислите номенклатуру КПД, применяемую для оценки различных потерь в турбине?
- 20. Каковы причины применения в активных турбинах осесимметричных сопел с косым срезом?

- 21. Как влияет на мощность турбины изменение давления газа на входе СА?
- 22. Какое влияние на мощность турбины оказывает изменение температуры газа на входе в СА?
  - 23. Почему активные турбины рассчитывают только по среднему диаметру?
- 24. Какое влияние на КПД ступени оказывают основные геометрические соотношения лопаточных венцов t и h?
  - 25. Как изменяется мощность турбины при изменении частоты вращения?
- 26. В чем отличие рабочего процесса сопловых аппаратов первой и второй ступеней двухступенчатой турбины со ступенями скорости?
- 27. Как повысить угловую скорость вращения вала турбины с помощью выбора конструктивной схемы ТНА?
- 28. Нарисуйте изменение параметров рабочего тела по длине проточной части активной ступени турбины.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 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.Головков, 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. : ил.
- 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. : ил.
- 17. Аронов, Б.М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлев. М.: Машиностроение, 1975. 192 с.: ил.
- 18. СТО СГАУ 02068410-004-2007. Общие требования к учебным текстовым документам. / Стандарт организации. Комплексная система управления качеством деятельности ВУЗа. Самара: СГАУ, 2007 32с.