

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)»

**РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНИ ТУРБИНЫ  
С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ  
ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ**

*Рекомендовано к изданию Редакционно-издательской комиссией  
по двигателям летательных аппаратов и энергомашиностроению  
в качестве методических указаний*

САМАРА  
2013

УДК СГАУ: 621.438 (075)

ББК: 39.55

P248

Составители

***Батурин Олег Витальевич***

***Колмакова Дарья Алексеевна***

***Матвеев Валерий Николаевич***

***Попов Григорий Михайлович***

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Фалалеев

Расчетное определение характеристик ступени турбины с помощью методов вычислительной газовой динамики: метод. указания / [О.В. Батурин и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 53 с.: ил.

Методические указания содержат информацию о методах и средствах получения характеристик ступени турбины с помощью современных методов вычислительной газовой динамики. Для облегчения понимания получаемых результатов также приведены краткие теоретические сведения о характеристиках турбин и их рабочих процессах.

Методические указания разработаны на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ и предназначены для студентов, обучающихся по курсам «Теория и расчет лопаточных машин АД и ЭУ», специальность 160301 - Авиационные двигатели и энергетические установки, «Агрегаты наддува ДВС», специальность 140501 - Двигатели внутреннего сгорания, а также для самостоятельной работы студентов-дипломников, аспирантов, магистрантов и научных работников, чьи исследования связаны с турбомашиностроением.

УДК СГАУ: 621.438 (075)

ББК: 39.55

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2013

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения	4
Введение	7
1. Рабочий процесс и характеристики турбины	9
1.1. Принцип действия ступени турбины	10
1.2. Изменение основных параметров по длине проточной части турбины	13
1.3. Степень расширения газа в турбине	16
1.4. Преобразование энергии в ступени турбины и КПД турбины	17
1.5. Параметр нагруженности турбины	23
1.6. Степень реактивности	30
1.7. Характеристика ступени турбины	34
2. Технология расчетного определения характеристик турбины с помощью методов вычислительной газовой динамики	39
3. Порядок выполнения и отчета лабораторной работы	42
4. Контрольные вопросы	44
4.1. Индивидуальные задания	44
4.2. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы	46
4.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса турбины	46
4.2.2. Вопросы, связанные с характеристиками турбин	49
Список использованных источников	51

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$c$	— скорость воздуха или газа в абсолютном движении, м/с;
$D$	— диаметр, м;
$F$	— площадь проходного сечения, м <sup>2</sup> ;
$G$	— массовый расход воздуха или газа, кг/с;
$h$	— высота лопатки, м;
$i$	— энтальпия, Дж/кг;
$k$	— показатель изоэнтропы;
$L_K$	— удельная работа компрессора, Дж/кг;
$L_T$	— удельная работа турбины, Дж/кг;
$m$	— масса, кг;
$M$	— число Маха (отношение скорости потока к скорости звука), крутящий момент, Н · м;
$N_K$	— мощность привода компрессора, кВт;
$N_T$	— мощность на валу турбины, кВт;
$n$	— частота вращения, мин <sup>-1</sup> ; показатель политропы;
$p$	— давление, Па;
$P$	— сила, Н;
$Q$	— тепло, Дж/кг;
$R$	— универсальная газовая постоянная, Дж/(кг К);
$T$	— температура, К;
$t$	— шаг, мм;
$u$	— окружная скорость колеса, м/с;
$w$	— скорость в относительном движении, м/с;
$z$	— число ступеней; число лопаток;
$\alpha$	— углы потока и лопаток в абсолютном движении, град;
$\beta$	— углы потока и лопаток в относительном движении, град;
$\delta$	— радиальный зазор, мм;
$\rho$	— плотность, кг/м <sup>3</sup> ;
$\sigma$	— коэффициент восстановления полного давления;
$\eta$	— коэффициент полезного действия;
$\lambda$	— приведенная скорость;

- $\pi_m^*$  — степень понижения давления турбине;  
 $\omega$  — угловая скорость, рад/с;

### Индексы

- \* — Параметры торможения (полные параметры);  
 а — осевое направление (по оси турбо-машины);  
 г — газ, сечение на входе в турбину;  
 д — дисковый;  
 к — концевой, периферийный;  
 кр. — кромочный, критический;  
 л — лопаточный;  
 п — перпендикулярный (по нормали);  
 РК — относящийся к рабочему колесу;  
 СА — относящийся к сопловому аппарату;  
 ст — ступень;  
 ср — средний;  
 т — турбина, сечение на выходе из турбины;  
 тр — трение;  
 ут — связанный с утечками;  
 п — политропический;  
 с — в абсолютной системе координат;  
 г — радиальный, связанный с потерями;  
 s — изоэнтропический;  
 u — параметр в окружном направлении;  
 w — в относительной системе координат;  
 0 — сечение на входе в сопловой аппарат;  
 1 — сечение на входе в рабочее колесо;  
 2 — сечение на выходе из рабочего колеса.

### Условные сокращения

- ВД — высокое давление;  
 ГДФ — газодинамические функции;  
 ГМ — главное меню;  
 ГСК — глобальная система координат;  
 ГТД — газотурбинный двигатель;

ГТУ	-газотурбинная установка;
ДВС	-двигатель внутреннего сгорания;
ЖРД	-жидкостно-реактивный двигатель
КПД	-коэффициент полезного действия;
КЭ	-конечные элементы, конечно-элементный;
ЛВ	-лопаточный венец;
ЛМ	-лопаточная машина;
ЛКМ	-левая кнопка мыши;
НД	-низкое давление;
ПКМ	-правая кнопка мыши;
РЗ	-радиальный зазор;
РК	-рабочее колесо;
СА	-сопловой аппарат;
СГАУ	-самарский государственный аэрокосмический университет;
СК	-система координат;
ТДИА	-кафедра теории двигателей летательных аппаратов;
ТРД	-турбореактивный двигатель;
ТРДД	-турбореактивный двухконтурный двигатель;
ТНА	-турбонасосный агрегат;
	англоязычная аббревиатура «Computational Fluid Dynamics»;
CFD	-широко применяемая для обозначения вычислительной газовой динамики.

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

## ВВЕДЕНИЕ

Размеры проточной части турбины, число ступеней, параметры ступеней и решеток определяются при газодинамическом проектировании только для одного режима, который называется *расчетным* или *проектным*. Соответственно, параметры на этом режиме также называются проектными.

В процессе эксплуатации рабочий режим газотурбинных установок и двигателей может меняться в широких пределах. Это может быть вызвано изменением потребной тяги или мощности, внешних условий, высоты полета и т.п. Особенно в широком диапазоне меняются режимы работы ГТД авиационного применения. В результате условия работы турбины, входящих в состав двигателей меняются в широких пределах. Это приводит к изменению частоты вращения, степени понижения давления в турбине, расхода воздуха, скоростей потока и углов натекания воздуха на лопатки. В результате изменяется мощность, вырабатываемая турбиной, и его КПД, а в некоторых случаях возможно появление неустойчивых режимов, нежелательных в эксплуатации.

Поэтому одним из важнейших требований к турбине является благоприятное протекание характеристик. То есть, достаточно высокий КПД, а также отсутствие неустойчивых режимов на всех эксплуатационных режимах [1].

Зависимость параметров, характеризующих работу турбины, от параметров, характеризующих режим ее работы, называется *характеристикой турбины*. Работка турбины, обычно, характеризуется двумя параметрами: пропускная способность  $A = \frac{G\sqrt{T_T^*}}{P_T^*}$  и КПД  $\eta_T$ . Режим работы компрессора определяется степенью расширения газа в турбине

$\pi_T$ , частотой вращения  $n$ , либо комплексами связанными с ней ( $\frac{n}{\sqrt{T_T}}$  или  $\frac{u}{\sqrt{T_T}}$ ), параметр нагруженности  $Y_T = \frac{u}{c_s}$

Характеристика турбины может быть получена двумя путями: экспериментальным и расчетным.

При расчетном исследовании структура потока в турбине изучается с помощью численных методов газовой динамики, основанных на решении системы уравнений Навье – Стокса, описывающей движение газа с минимально возможными допущениями (т.н. *CFD* расчет) [7,8,9]. Расчетное исследование требует существенно меньших временных и материальных затрат и позволяет моделировать любые условия работы турбины. Кроме того результаты расчета значительно более информативны по сравнению с экспериментом, поскольку позволяют найти все параметры потока во всех точках рассматриваемой области. Расчетные программы, как правило, универсальны и могут быть также применены для изучения свойств других объектов. Однако следует помнить, что результаты расчетного исследования – это результаты решения уравнений, отражающих существующее представление о физических процессах. По этой причине их достоверность ниже, чем у эксперимента. Кроме того работа с программами численного моделирования требует высокой квалификации пользователя.

В представленном методическом пособии подробно описаны технологии расчетного определения характеристик турбины.



## 1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИНЫ

*Турбина* – это лопаточная машина, в которой происходит непрерывный отбор энергии от сжатого и нагретого газа, а также преобразование ее в механическую энергию вращения ротора.



*Рис. 1.1.* Многоступенчатая паровая турбина

Турбины бывают одно и многоступенчатыми. Максимальное число ступеней в турбинах авиационных ГТД достигает 7 штук. Число ступеней паровых турбин может превышать эту величину.

По направлению движения рабочего тела турбины делятся на осевые, центробежные, центростремительные и диагональные.

Ступень турбины обычно состоит из двух лопаточных венцов: неподвижного соплового аппарата и неподвижного рабочего колеса.

В ступени турбины выделяются три характерных сечения:

- на входе в СА сечение  $0-0$ ;
- на выходе из СА (на входе в РК) сечение  $1-1$ ;

– на выходе из РК сечение 2-2.

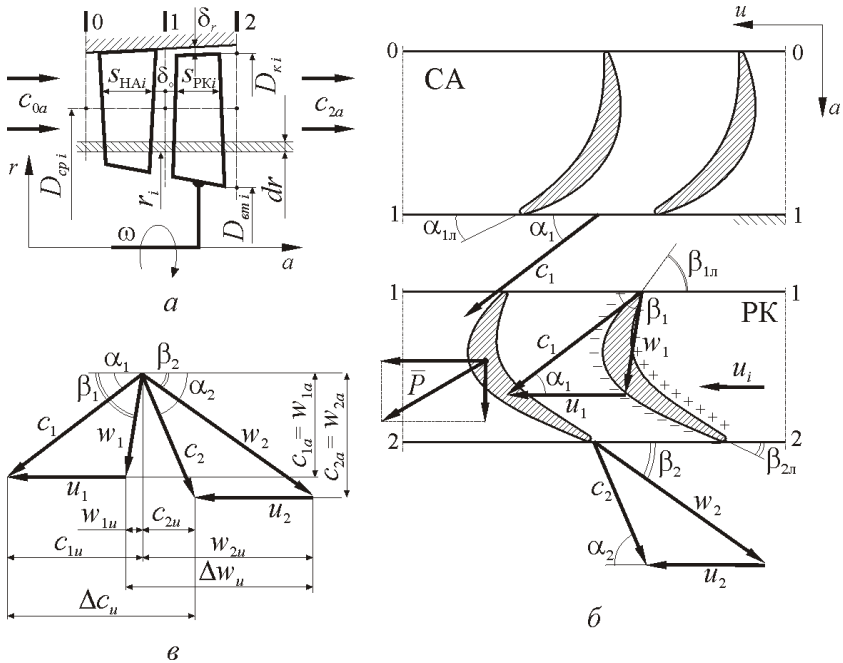
Величина степени расширения ступени турбины  $\pi_T^*$  обычно находится в интервале от 1,5 до 5. Большие значения соответствуют высоконагруженным осевым турбинам высокого давления и центробежным турбинам, а меньшие – турбинам низкого давления. В настоящее время существует тенденция сокращения числа ступеней лопаточных машин в ГТД. Из-за этого требования степень расширения газа в одной ступени перспективной осевой ступени может превышать 5.

### 1.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Рассмотрим принцип действия турбины на примере ступени осевой турбины, схема которой приведена на рис. 1.2. Выделим элементарную ступень толщиной  $dr$  турбины на произвольном радиусе  $r_i$  (рис. 1.2 а, б).

На входе в СА газ имеет начальные параметры  $T_0^*$  и  $p_0^*$  и скорость  $c_0$  направленную под углом  $\alpha_0$  к фронту решетки. Для исключения потерь связанных с отрывом потока лопатки проектируются таким образом, что входной конструктивный угол лопаток близок к углу натекания потока ( $\alpha_{л} \approx \alpha_{0л}$ ).

Лопаточные венцы СА выполняют таким образом, что конструктивный угол решетки на выходе из СА  $\alpha_{1л}$  гораздо меньше лопаточного угла на входе в решетку  $\alpha_{0л}$ . При таком соотношении углов площадь межлопаточного канала на выходе из СА существенно меньше, чем на входе, т.е. межлопаточный канал СА является сужающимся (конфузорным), что приводит к увеличению абсолютной скорости  $c_1 > c_0$ . Поскольку течение в СА является энергоизолированным (ни работа, ни тепло там не подводится/отводится), то согласно уравнению Бернулли ( $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0$ ) увеличение скорости приведет к снижению статических параметров давления и температуры ( $p_1 < p_0$ ,  $T_1 < T_0$ ).



а - схема проточной части; б - двухмерная модель ступени; в - упрощенный план скоростей

**Рис. 1.1. Схема и принцип действия ступени осевой турбины**

Следует отметить, что полные параметры газа остаются практически постоянными, поскольку они характеризуют его внутреннюю энергию, а в СА энергия (в виде механической работы или тепла) не подводится и не отводится. Строго говоря, газ при прохождении канала СА все-таки совершает небольшую механическую работу против сил трения (в пограничном слое и между слоями при турбулентности). Поэтому полное давление  $p^*$  немного уменьшается. Полная температура же  $T^*$  не изменяется, поскольку тепло, выделившееся из-за такого трения, целиком остается внутри газа.

Таким образом, в СА потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в кинетическую энергию потока. Кроме того, для получения в РК наибольшей работы ( $L_u = c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2$ ) и крутящего

момента СА создает закрутку потока  $c_{1u}$ , разворачивая высокоскоростной поток практически в окружном направлении ( $\alpha_1 = 12..25^\circ$ ).

На входных кромках РК газ участвует в двух движениях: относительно относительно лопаток РК со скоростью  $w_1$  и переносом вместе с лопатками РК со скоростью  $u_1$  (окружная скорость). При этом абсолютная скорость  $c_1$  относительно неподвижной СК определяется векторной суммой  $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$ . Межлопаточный канал РК также выполняется сужающимся (конфузорным). В результате скорость потока в относительном движении возрастает  $w_2 > w_1$ . Течение в относительном движении в РК турбины можно считать тепло и энергоизолированным, по этому согласно уравнению Бернулли статические давление и температура рабочего тела снижаются ( $p_1 > p_2, T_1 > T_2$ ).

Абсолютная скорость газового потока  $c_2$  на выходе из РК определяется как векторная сумма  $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$ . Обычно ступени турбины проектируют так, чтобы скорость  $c_2$  была близка к осевому направлению, т.е. угол  $\alpha_2$  был близок к  $90^\circ$ . Это способствует обеспечению высоких КПД турбинных ступеней.

Проходя через межлопаточный канал РК поток газа поворачивается. В результате из-за действия центробежных сил поток газа прижимается к поверхности корытца из-за чего происходит местное повышение давление (показано знаком «+» на рис. 1.1,б). С другой стороны те же силы «отжимают» поток от спинки формируя там область разряжения (показана знаком «-» на рис. 1.1,б). В результате рабочая лопатка испытывает действие разности давлений, равнодействующая сила  $\bar{P}$  которой направлена в сторону указанную на рис. 1.1,б.

Силу  $\bar{P}$  можно разложить на две составляющие: окружную  $\bar{P}_u$  и осевую  $\bar{P}_a$ . Окружная составляющая  $\bar{P}_u$  создает на рабочих лопатках крутящий момент и заставляет РК вращаться. Осевая составляющая  $\bar{P}_a$  воспринимается упорным подшипником ротора турбины. Поскольку  $L_u > 0$  (газ совершает работу), абсолютная скорость  $c_2$  оказывается меньше скорости  $c_1$ .

Графическим отображением векторной суммы скоростей является треугольник скоростей. Совместив входной треугольник скоростей в одном полюсе с выходным, получим план скоростей в ступени осевой турбины, изображенный на рисунке 1.1,в. Следует обратить внимание на то, что по-

сколькx конфузорный процесс не сопровождается повышенными потерями энергии, поэтому  $\Delta\beta$  ( $\Delta\alpha$ ) могут достигать значений  $100\dots120^\circ$  (для сравнения, в компрессоре  $\Delta\beta_{max} = 20\dots30^\circ$ ). Поэтому при равных расходах рабочего тела и близких размерах работа ступени осевой турбины больше работы ступени осевого компрессора, а потребное число ступеней турбины всегда меньше числа ступеней компрессора.

Запишем уравнение неразрывности применительно к турбине:

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{\rho_2 c_{2a}}{\rho_0 c_{0a}}; \quad 1.1$$

Обычно турбины проектируются так, что  $c_{2a} \approx c_{0a}$ . В любом случае влияние изменения скоростей значительно меньше изменения плотности. В результате, при расширении газа в турбине плотность рабочего тела снижается  $\rho_2 < \rho_0$ , что приводит к необходимости увеличивать площадь проходного сечения и высоту лопаток к выходу. Стоит особо подчеркнуть, что именно расширение газа является причиной увеличения высоты лопаток турбины, а не наоборот.

## 1.2. ИЗМЕНЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПО ДЛИНЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Рассмотрим, как и почему основные параметры потока меняются вдоль проточной части ступени турбины.

Как было отмечено при объяснении принципа действия, межлопаточные каналы РК и СА турбины имеют конфузорную форму. Поток в них ускоряется: в относительном движении в РК  $w_2 > w_1$  и в абсолютном движении в СА  $c_1 > c_0$ . Поскольку абсолютное движение в СА и относительное в РК являются энергоизолированным, то согласно уравнению Бернулли увеличение скорости приводит к снижению статического давления  $p_0 > p_1 > p_2$  и плотности рабочего тела  $\rho_0 > \rho_1 > \rho_2$ .

Абсолютная скорость потока в РК снижается из-за отбора энергии от потока рабочего тела  $c_1 > c_2$ .

Запишем уравнение энергии в тепловой форме в абсолютном движении для решетки РК:

$$L_{PK} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}; \quad 1.2$$

$$L_{PK} = i_2^* - i_1^*. \quad 1.3$$

В РК осуществляется отбор работы ( $L_{PK} < 0$ ). Следует напомнить, что внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа отводится только в РК. В СА энергообмена нет ( $L_{CA} = 0$ ).

Учитывая, что  $L_{PK} < 0$  и  $c_1 > c_2$ , то из приведенных выше уравнений можно сделать вывод, что  $i_1 > i_2$  и  $i_1^* > i_2^*$ . Откуда следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры растут  $T_0 > T_1$  и  $T_0^* > T_1^*$ .

Уравнение энергии в механической форме в абсолютном движении для РК можно записать в следующем виде:

$$L_{PK} = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho} + L_{r1-2}. \quad 1.4$$

Если учесть, что работа, отбираемая РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь, то из данного уравнения можно сделать вывод, что полное давление в РК снижается  $p_1^* > p_2^*$ .

Аналогично запишем уравнения энергии в тепловой форме в абсолютном движении для СА:

$$L_{CA} = (i_1 - i_0) + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = 0; \quad 1.5$$

$$L_{CA} = i_1^* - i_0^* = 0. \quad 1.6$$

Учитывая, что в СА работа не отбирается  $L_{CA} = 0$ , рост абсолютной скорости компенсируется снижением энтальпии  $i_0 > i_1$ . А это в свою очередь приводит к снижению статической температуры  $T_0 > T_1$ .

Отсутствие энергообмена обуславливает равенство полных энтальпий температур на входе и выходе СА ( $i_0^* = i_1^*$  и  $T_0^* = T_1^*$ ).

Уравнение энергии в механической форме для СА выглядит следующим образом можно:

$$L_{CA} = \frac{p_1^* - p_0^*}{\rho} + L_{r1-0} = 0. \quad 1.7$$

Так как  $L_{CA} = 0$ , изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что  $L_{r1-0} \ll L_T$ , то падение полного давления будет незначительным. Обычно оно не превышает 5%. Если бы процесс в выходной системе проходил без потерь, то полное давление было бы там неизменно  $p_1^* = p_0^*$ .

Полученная в результате проведенного анализа качественная картина изменения основных параметров потока по длине ступени осевой турбины приведена на рисунке 1.3.

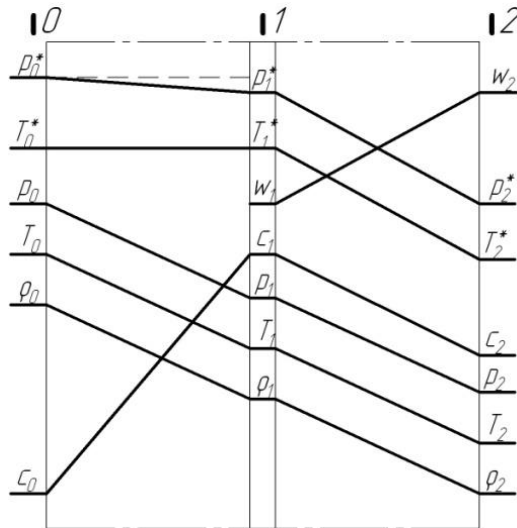


Рис. 1.3. Изменение параметров потока в ступени осевой турбины

### 1.3. СТЕПЕНЬ РАСШИРЕНИЯ ГАЗА В ТУРБИНЕ

При рассмотрении рабочего процесса в турбине выделяют две степени расширения –  $\pi_m^*$ -степень расширения до полного давления  $p_2^*$  и  $\pi_m$  - степень расширения до статического давления на выходе  $p_2$ :

$$\pi_T^* = \frac{p_0^*}{p_2^*};$$

1.8

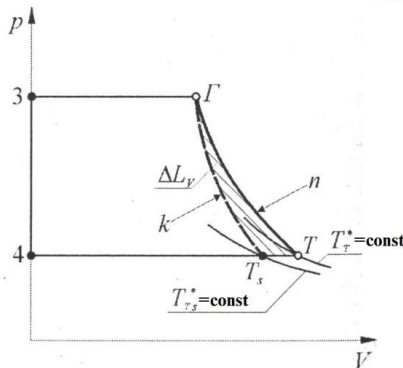
$$\pi_T = \frac{p_0}{p_2}.$$

Степень расширения газа в турбине  $\pi_T$  показывает во сколько раз снижается давление при расширении газа в турбине.

### 1.4. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ И КПД ТУРБИНЫ

Турбина является не только механическим устройством, в котором от потока нагретого сжатого рабочего тела отбирается работа. Этот процесс сопровождается одновременным изменением давления и температуры, что однозначно характеризует ее как тепловую машину.

С точки зрения термодинамики в турбине происходит процесс расширения газа. Этот процесс может быть проиллюстрирован с помощью термодинамических диаграмм.





**Рис. 1.4.  $p$ - $v$  диаграмма процесса расширения**

На рис. 1.4 приведена  $p$ - $v$  диаграмма процесса расширения. Кривая « $z-T_s$ » соответствует процессу изоэнтروпического расширения. Точка « $z$ » соответствует начальному состоянию рабочего тела, « $T_s$ » – конечному. Величина работы выделившейся при расширении газа с начальной температурой  $T_0^*$  от давления  $p_0^*$  до давления  $p_2$  может быть найдена из известного термодинамического выражения:

$$L_{mS} = \frac{2kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad 1.9$$

В реальном процессе расширения « $z-m$ » из-за выделившегося тепла трения действительная температура  $T_T$  в конце процесса выше аналогичной температуры в конце идеального процесса  $T_{TS}$ . По этой причине точка « $T$ » соответствующая окончанию реального процесса находится на пересечении изобары  $p_T = const$  и изотермы  $T_T^* = const$ . Поскольку  $T_T > T_{TS}$ , то изотерма  $T_T = const$  лежит правее изотермы  $T_{TS} = const$ . Следовательно, политропа « $z-m$ » расположена правее изоэнтропы « $z-T_s$ ». В результате реальная работа расширения газа в турбине  $L_{mT}$  больше  $L_{mS}$  на величину дополнительной работы объемного расширения  $\Delta L_V$ :

$$L_{mT} = \int_{\Gamma}^T \frac{dp}{\rho} = L_{mS} + \Delta L_V. \quad 1.10$$

Из этих рассуждений вытекает парадоксальный вывод: в турбине выгоднее реализовать несовершенный процесс расширения!!! Но это не так!

Из уравнения энергии, применительно к турбине, следует:

$$L_T = \int_{\Gamma}^T \frac{dp}{\rho} + L_{r\Gamma-T}. \quad 1.11$$

(здесь принято  $c_{\Gamma} \approx c_T$ )

Исходя из этого, можно записать, что:

$$L_T = L_{T_S} + \Delta L_V - L_{r\Gamma-T}. \quad 1.12$$

К сожалению,  $p$ - $V$ -диаграмма не дает представления о соотношениях величин  $\Delta L_V$  и  $L_{r\Gamma-T}$ , поэтому и возникает видимость того, что в турбине политропический процесс выгоднее изоэнтропического. Для того, чтобы разобраться в этом вопросе рассмотрим процесс расширения в  $T$ - $S$ -диаграмме (рис. 1.5).

Идеальный процесс расширения, происходящий без трения, на диаграмме изображается в виде вертикального отрезка « $\Gamma$ - $T_S$ ». Эта изоэнтропа располагается между двумя изобарами  $p_{\Gamma} = const$  и  $p_T = const$ , соответствующими начальному и конечному давлению и двумя изотермами  $T_{\Gamma} = const$  и  $T_{T_S} = const$ .

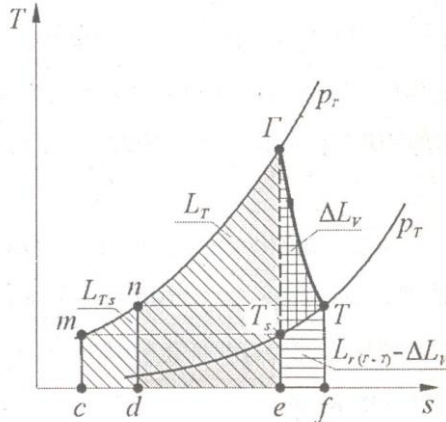


Рис. 1.5.  $T$ - $S$  диаграмма процесса расширения в турбине

Как отмечалось ранее, действительный процесс расширения сопровождается потерями, в результате температура потока на выходе из турбины в реальном процессе будет больше, чем в идеальном. Таким образом точка «Т» соответствующая концу реального процесса сжатия будет располагаться на пересечении изобары  $p_T = const$  и изотермы, соответствующей конечной температуре  $T_T$ , которая лежит выше изотермы  $T_{TS} = const$ . Реальное изменение состояния воздуха показывает политропа «Г-Т», принципиальное положение которой показано на рис. 1.5.

В  $T-S$  диаграмме можно выделить площади соответствующие членам уравнения (1.12). Тепло подведенное к газу равно площади под политропой «Г-Т» (фигура «e-f-T-Г»). Поскольку в турбине тепло специальным образом не подводится, то тепло  $Q_{ГТ}$  представляет собой тепло, выделавшееся в результате преодоления трения на участке «Г-Т». Отсюда следует, что указанная площадь равна работе на преодоление потерь  $L_{ТТ-Т}$ . Суммарная работа турбины  $L_T$  равна вертикальной площади под изобарой  $p_T = const$  (фигура «d-n-Г-e»). Аналогично изоэнтروпическая работа  $L_{TS}$  будет характеризоваться площадью «c-m-Г-e». Работа политропного расширения равна  $L_{ТП} = L_{mS} + \Delta L_V$ , что соответствует площади фигуры «d-n-f-Г-T». Сопоставляя члены уравнения (1.12) с установленными значениями площадей нетрудно заметить, что работа объемного расширения  $\Delta L_V$  равна площади фигуры «T-Г-T\_s».

$T-s$ - диаграмма полностью исключает эффект иллюзорности  $p-V$ - диаграммы относительно того факта, что  $L_{ТП} > L_{mS}$ . Действительно на рис. 1.5 четко видно, что  $L_{ТП} < L_{mS}$ . Таким образом для получения максимальной полезной работы в турбине следует стремиться к реализации изоэнтропического (эталонного) процесса расширения.

Процесс преобразования энергии в ступени турбины может быть представлен в более простой форме. Как неоднократно отмечалось, в турбине происходит отбор энергии от нагретого сжатого газа. При этом процесс передачи энергии можно разложить на два этапа. На первом этапе энергия передается от газа к лопаткам турбины, затем она через диски и валы передается потребителю.

В результате расширения газа в турбине выделяется мощность  $N_{СТ}$ . Поделив ее на расход воздуха через турбину  $G_T$ , получим удельную

работу, выделившуюся при расширении газа с начальной температурой  $T_0^*$  от давления  $p_0^*$  до давления  $p_2$ :

$$L_{sm} = \frac{N_{sm}}{G_z} = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad 1.13$$

Данная работа является идеальной работой турбины – максимально возможной работой, которая может быть реализована в ней.

При передаче выделившейся мощности от газа к лопаткам часть энергии теряется на преодоление потерь в проточной части РК и СА  $N_{rPK} + N_{rCA}$ . Данные потери преобразуются в тепло, дополнительно нагревают рабочее тело, что позволяет получить в турбине дополнительную мощность  $\Delta N_V$ . Газ покидает турбину со скоростью  $c_2$ , что говорит о том, что часть энергии расширения равная кинетической энергии  $c_2^2/2$ , не была преобразована в полезную работу на валу. Мощность, дошедшая до рабочих лопаток, называется мощностью на окружности колеса  $N_u$ . Если ее поделить на расход воздуха, то можно найти работу на окружности РК, которая согласно уравнению момента количества движения равна:

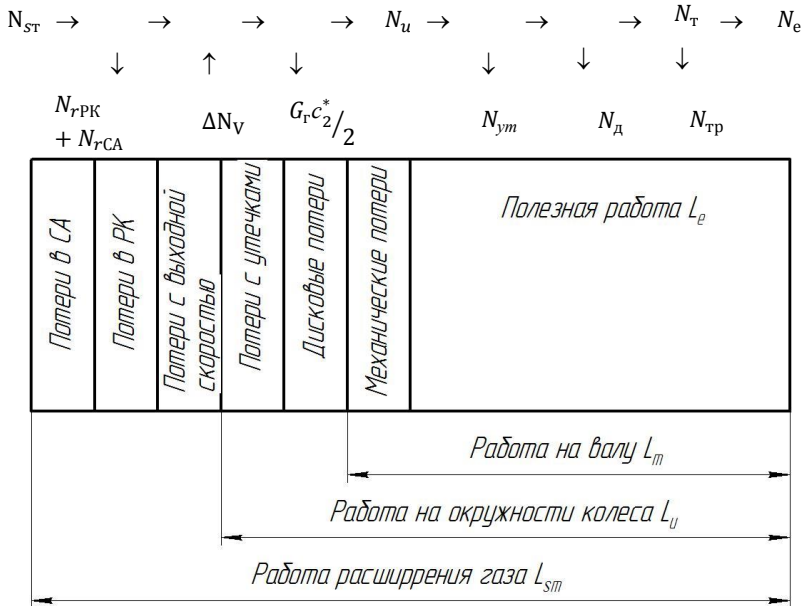
$$L_u = \frac{N_u}{G_z} = (u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}). \quad 1.14$$

Полученная лопатками энергия в дальнейшем передается потребителю. Часть мощности  $N_{ym}$  теряется с утечками рабочего тела в РЗ, которые проходят с входа на выход турбины минуя лопатки и не совершая полезная работы.

При этом часть ее теряется на преодоление трения диска о газ  $N_d$ . Полученная мощность называется внутренней мощностью турбины  $N_m$ . В дальнейшем при передачи энергии по дискам и валам часть мощности  $N_{mp}$  расходуется на деформацию элементов ротора и преодоление трения в подшипниках.

Оставшаяся мощность  $N_e$  передается потребителю.

Описанный процесс преобразования энергии может быть изображен схематически. Баланс энергии в ступени турбины показан на рис. 1.6.



**Рис. 1.6. Баланс энергии в ступени турбины**

Проведенный выше анализ позволяет выйти на понятие *КПД турбины*, который характеризует ее энергетическую эффективность. КПД турбины это отношение полезной работы к затраченной. Полезной работой является работа переданная потребителю  $L_e$ . Затраченная работа – энергия, выделившаяся при расширении газа с начальной температурой  $T_0^2$  от давления  $p_0^*$  до давления  $p_2$

В отличие от компрессора в турбине выделяется несколько КПД:

*Адиабатический КПД* – оценивает гидравлическое совершенство турбины:

$$\eta_s = \frac{L_{ST} - (L_{rPK} + L_{rCA})}{L_{ST}} \quad 1.15$$

*Окружной КПД* характеризует эффективность турбины по величине энергии переданной на лопатки РК. Он характеризует совершенство проточной части и учитывает потери с выходной скоростью:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{ст}} = \frac{(u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u})}{\frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad 1.16$$

*Внутренний (мощностной) КПД* характеризует эффективность турбины по величине энергии переданной на выходной вал турбины:

$$\eta_u = \frac{L_m}{L_{ст}}. \quad 1.17$$

Именно этот тип КПД чаще всего применяется для оценки ее совершенства.

*Полный КПД* характеризует эффективность турбины по величине энергии, отданной потребителю:

$$\eta_e = \frac{L_e}{L_{ст}}. \quad 1.18$$

## 1.5. ПАРАМЕТР НАГРУЖЕННОСТИ ТУРБИНЫ

Важным кинематическим параметром является *параметр нагруженности* ступени:

$$Y_{ст} = u_{ср} / c_{ст}, \quad 1.19$$

где  $c_s$  – условная изэнтропическая скорость – скорость истечения из гипотетического сопла, степень расширения и температура газов в котором равны аналогичным параметрам турбины:

$$c_s = \sqrt{2L_{ms}} = \sqrt{\frac{2kR}{k-1} T_{вх}^* \left( 1 - \left( \frac{p_{вых}}{p_{вх}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad 1.20$$

С одной стороны,  $Y_T$  характеризует кинематику потока в ступени. С другой стороны, параметр нагруженности  $Y_m = u_{cp}/c_{scm}$  однозначно определяет целый комплекс размерных параметров ( $p_0^*$ ,  $p_2$ ,  $T_0^*$  и  $n$ ), характеризующих режим работы ступени. Поэтому он часто применяется в качестве универсального режимного параметра при изображении характеристик турбин (или ступеней турбин).

В случае отсутствия потерь диапазон изменения параметра нагруженности  $Y_m = 0 \dots 1$ . При  $Y_T = 0$  турбина предельно загружена и не вращается, хотя расширение газа в ней и происходит. Уменьшение нагрузки влечёт повышение частоты вращения и увеличение  $Y_T$ . Однако достичь  $Y_T = 1,0$  в случае реального рабочего тела нельзя, так как для этого должны отсутствовать все виды потерь в турбине.

Величина параметра нагруженности  $Y_m = u_{cp}/c_{scm}$  определяет КПД ступени. Докажем это. Потери в турбинной ступени складываются главным образом из потерь в лопаточных венцах СА и РК, а также потерь с выходной скоростью. В этом случае уравнение энергии для ступени можно записать в виде:

$$L_{ст} = L_T + \Delta L_{ca} + \Delta L_{рк} + \frac{c_2^2}{2}, \quad 1.21$$

или в относительных величинах (по отношению к располагаемому теплоперепаду):

$$1 = \frac{L_T}{L_{ст}} + \xi_{ca} + \xi_{рк} + \xi_{вых}, \quad 1.22$$

где  $\xi_{ca} = \frac{\Delta L_{ca}}{L_{ST}}$ ,  $\xi_{pk} = \frac{\Delta L_{pk}}{L_{ST}}$  и  $\xi_{вых} = \frac{c_2^2}{2L_{ST}}$  – относительные доли потерь в СА, РК и с выходной скоростью соответственно.

Тогда связь между мощностным КПД ступени и коэффициентами потерь можно записать в виде:

$$\eta_m = 1 - \xi_{ca} - \xi_{pk} - \xi_{вых}. \quad 1.23$$

Последняя зависимость позволяет проанализировать влияние  $u_T$  и  $\rho_{CT}$  на  $\eta_T$ . Действительно, величину потерь энергии в СА  $\Delta L_{CA}$  можно представить в виде:

$$\Delta L_{ca} = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = L_{sca}(1 - \varphi_{ca}^2), \quad 1.24$$

где  $\varphi_{ca} = c_1/c_{1s}$  – коэффициент скорости СА.

Если учесть, что  $\rho_{cm} = L_{spk}/L_{sm}$ , то для  $\xi_{ca}$  можно получить следующее

выражение:

$$\xi_{ca} = (1 - \varphi_{ca}^2)(1 - \rho_{CT}). \quad 1.25$$

Аналогично определяется величина  $\Delta L_{pk}$ :

$$\Delta L_{pk} = \frac{w_{2s}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \left( \frac{1}{\psi_{pk}^2} - 1 \right) \varphi_{ca}^2 \left( \frac{w_2}{c_1} \right)^2 \frac{c_{1s}^2}{2}, \quad 1.26$$

где  $\psi_{pk} = w_2/w_{2s}$  – коэффициент скорости РК.

Тогда:



$$\xi_{\text{прк}} = \left( \frac{1}{\psi_{\text{прк}}^2} - 1 \right) \varphi_{ca}^2 \left( \frac{w_2}{c_1} \right)^2 (1 - \rho_{\text{ст}}). \quad 1.27$$

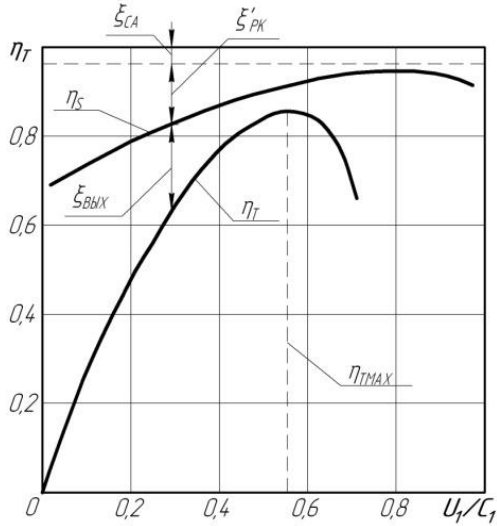
Коэффициент  $\xi_{\text{вых}}$  определяется соотношением:

$$\xi_{\text{вых}} = \varphi_{ca}^2 \left( \frac{c_2}{c_1} \right)^2 (1 - \rho_{\text{ст}}). \quad 1.28$$

Используя приведенные выше соотношения, можно проанализировать изменение коэффициентов потерь энергии, а, следовательно, и  $\eta_m$  при изменении  $Y_m$  и  $\rho_{\text{ст}}$ . Сам анализ целесообразно проводить не по параметру  $Y_m$ , а по величине  $u_1/c_1$ , которая связана с  $Y_m$  следующим соотношением:

$$Y_m = \frac{u_1}{c_{\text{ст}}} = \frac{u_1}{c_1} \varphi_{ca} \sqrt{1 - \rho_{\text{ст}}}. \quad 1.29$$

На рис. 1.7 приведена диаграмма изменения составляющих потерь энергии с ростом  $u_1/c_1$  при  $\rho_{\text{ст}} = \text{const}$ . Горизонтальная линия с ординатой  $1,0$  соответствует (в относительных единицах) располагаемому теплоперепаду. Величина  $\xi_{\text{са}}$ , как следует из соответствующей зависимости (1.25), не зависит от  $u_1/c_1$ . Поэтому на рис. 1.7 при различных значениях  $u_1/c_1$  одна и та же величина относительных потерь отнимается от горизонтальной линии с ординатой  $1,0$ .



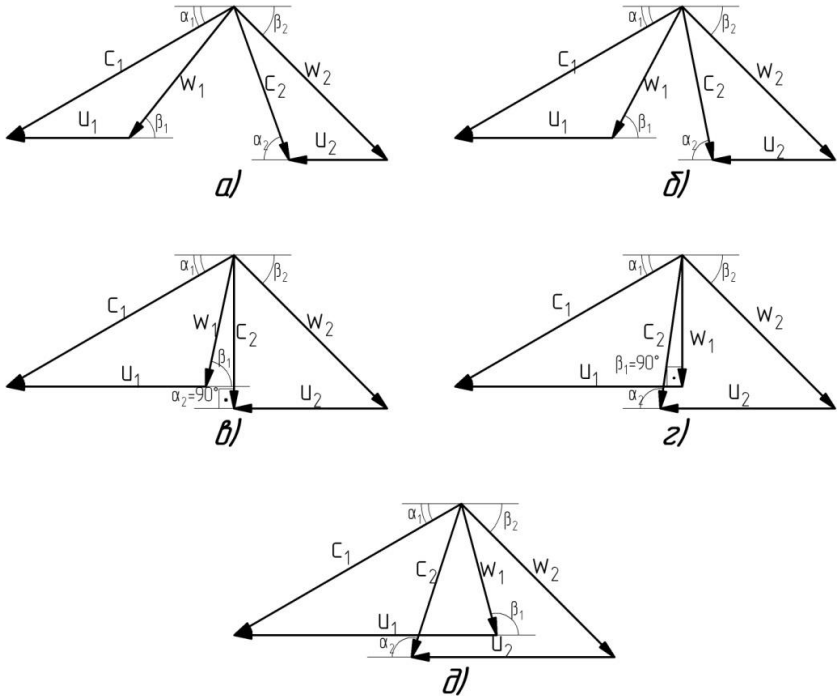
**Рис. 1.7.** Зависимость КПД турбины от  $u_1/c_1$

Зависимость  $\xi_{PK}$  от  $u_1/c_1$  при  $\rho_{ст} = const$ , как следует из зависимости приведенной выше, определяется изменением  $\frac{w_2}{c_1}$ . Для установления связи  $u_1/c_1$  с величинами  $\frac{w_2}{c_1}$  и  $\frac{c_2}{c_1}$  рассмотрим планы скоростей ступеней, имеющих одинаковые значения  $c_1$  и  $\alpha_1$  при различных  $u_1$  (см. рис. 1.8).

План скоростей на рисунке 1.8,а соответствует малому значению  $u_1/c_1$ . Величина  $w_1$  в этом случае близка к  $c_1$ . Поскольку значение  $w_2$  определяется из выражения:

$$w_2 = \psi_{PK} \sqrt{w_1^2 + 2\rho_{ст}L_{ст} - u_1^2(1 - \bar{D}^2)}, \quad 1.30$$

то в этом случае и значение  $w_2$  велико. По мере роста  $u_1$  (см. рис. 1.8) величина  $w_1$  уменьшается.



**Рис. 1.8.** Планы скоростей ступени турбины при различных  $u_1/c_1$

Соответственно уменьшаются значения  $w_2$  и  $\xi_{\text{рк}}$ . В осевых ступенях, когда  $D_1 = D_2$ , т.е.  $\bar{D} = 1$ , наименьшее значение  $w_1$  (следовательно, и наименьшее значение  $\xi_{\text{рк}}$ ) будет достигнуто в том случае, когда вектор  $w_1$  будет направлен вдоль оси ступени, т.е. при  $u_1 = c_1 \cos \alpha_1$ .

Дальнейшее увеличение окружной скорости обуславливает увеличение относительной скорости на выходе из РК и относительной доли потерь в РК  $\xi_{\text{рк}}$ .

Отложив (см. рис. 1.7) вниз от ординаты  $1,0$  отрезок, равный  $\xi_{\text{са}} + \xi_{\text{рк}}$ , получим кривую зависимости изоэнтропического КПД  $\eta_s$  от параметра  $u_1/c_1$ . Анализ ее показывает, что максимальное значение  $\eta_s$  получается при  $u_1/c_1$  несколько больше величины  $\cos \alpha_1$ .

Зависимость  $\xi_{\text{вых}}$  от  $u_1/c_1$ , как следует из приведенного выше выражения, определяется отношением  $\frac{c_2}{c_1}$ . Из рис. 1.8 видно, что по мере роста  $u_1/c_1$  скорость  $c_2$  сначала уменьшается, но потом, при больших  $u_1/c_1$ , снова начинает расти. Минимум потерь с выходной скоростью достигается при такой форме треугольника скоростей, которая изображена на рис. 1.8,в, т.е. при радиальном выходе потока из ступени ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ).

При  $u_1 = 1$  работа на валу турбины равна нулю, т.е.  $\xi_{\text{са}} + \xi_{\text{рк}} + \xi_{\text{вых}} = 1$  и КПД турбины равен нулю  $\eta_m = 0$ , поскольку полезная работа не совершается (турбина не вращается). Таким образом, кривая  $\eta_m = f(u_1/c_1)$  выходит из точки  $\eta_m = 0$  при  $u_1/c_1 = 0$  и достигает максимума при оптимальном параметре  $(u_1/c_1)_{\text{opt}}$ , величина которого соответствует выходу газового потока из ступени под углом  $\alpha_2$ , несколько превышающим  $90^\circ$ . Причем в осевых ступенях максимум  $\eta_m$  достигается практически при  $\alpha_2 \approx 90^\circ$ . В центростремительных же ступенях  $(u_1/c_1)_{\text{opt}}$  соответствует  $\alpha_2 > 90^\circ$  и возможны случаи, когда  $\eta_{\text{max}}$  достигается при  $\alpha_2 = 120 \dots 140^\circ$ . Оптимальное с точки зрения достижения максимального КПД значение параметра нагруженности  $Y_m = u_{\text{ср}}/c_{\text{ср}}$  для осевых турбин составляет  $0,5 \dots 0,6$ .

Величина параметра нагруженности в отечественной практике проектирования турбин является одним из важнейших ключевых параметров, определяющих ее рабочий процесс.

## 1.6. СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ

В ступени турбины происходит преобразование энергии выделявшейся при расширении нагретого газа. Оно происходит как в неподвижном СА, так и в РК. Оценка распределения работ расширения между РК и СА осуществляется с помощью степени реактивности  $\rho_{\text{ст}}$ . Она равна отношению работ расширения в РК к изоэнтропической работе турбины. Большое значение реактивности означает большое ускорение в РК, малое в СА.

Различают изоэнтропическую и действительную степени реактивности. *Изоэнтропической степенью реактивности* называют отношение:

$$\rho_{\text{CTS}} = \frac{L_{\text{СПК}}}{L_{\text{СТ}}} = \frac{i_1 - i_{2S}}{i_0^* - i_{2S}}. \quad 1.31$$

Пренебрегая разностью величин  $(i_1 - i_{2S})$  и  $(i_1 - i_{2S})$ , для  $\rho_{\text{CTS}}$  записывают другое выражение:

$$\rho_{\text{CTS}} = \frac{L_{\text{СПК}}}{L_{\text{СТ}}} = \frac{L_{\text{СТ}} - L_{\text{SCA}}}{L_{\text{СТ}}} = \frac{i_1 - i_{2S}}{i_0^* - i_{2S}}. \quad 1.32$$

Данное выражение более употребимо, чем предыдущее, поскольку с его помощью него может быть определено давление на выходе СА  $p_1$ , если известна степень понижения давления  $\pi_{\text{cm}}$ . Действительно:

$$L_{\text{СТ}} = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right); \quad 1.33$$

$$L_{\text{SCA}} = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad 1.34$$

Подставляя данные соотношения в уравнение степени реактивности можно найти:

$$\rho_{\text{СТС}} = \frac{\left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad 1.35$$

То есть,  $\rho_{\text{СТС}}$  однозначно определяет давление  $p_1$  в зазоре между СА и РК.

Действительной степенью реактивности называют отношение:

$$\rho_{\text{СТ}} = \frac{L_{\text{ПК}}}{L_{\text{Г}}} = 1 - \frac{c_{1u} - c_{2u}}{2u}. \quad 1.36$$

Величина  $\rho_{\text{СТ}}$  связана с действительными значениями скоростей, определяющими треугольник скоростей. Кроме того,  $\rho_{\text{СТ}}$  более наглядно характеризует сущность рабочего процесса в ступени, а разница в величинах  $\rho_{\text{СТС}}$  и  $\rho_{\text{СТ}}$  не превышает 1,5...2%.

Как видно величина степени реактивности  $\rho_{\text{СТ}}$  может принимать значения от 0 до 1. По величине  $\rho_{\text{СТ}}$  ступени турбины делятся на три группы:

- ступени, у которых  $\rho_{\text{СТ}} = 0$  называются активными;
- ступени, у которых  $\rho_{\text{СТ}} = 1$  называются чисто реактивными;
- ступени, у которых  $1 > \rho_{\text{СТ}} > 0$  называются реактивными.

В случае отрицательной реактивности  $\rho_{\text{СТ}} < 0$  рабочее тело тормозится в РК и оно не выполняет свою функцию (давление там растет). Поэтому для получения требуемой работы скорость в СА должна быть очень большой, что обуславливает большие потери там. Угол поворота там достигает  $150^\circ$ , лопатки СА сильно изогнуты.

Если  $\rho = 0$ , то  $W_1 = W_2$ . Энтальпия в РК не меняется и имеет только незначительное падение давления, обусловленное наличием потерь. Весь процесс расширения происходит в СА, что обуславливает большие потери там. Такие ступени устанавливаются на первых ступенях паровых турбинВД.

Для реактивности  $\rho_{cm} = 0,5$  входной и выходной треугольники симметричны (если принимать реактивность в российском понимании этого термина, симметрия будет примерно при  $\rho_{cm} = 0,45$ ). Ускорения и углы поворота в СА и РК равны. Теоретически возможно сделать их с одинаковыми, но зеркальными профилями. Но трехмерная форма лопаток и конструктивные соображения противоречат этому.

При  $\rho_{cm} = 1$  весь процесс расширения газа происходит в РК. По этой причине уровень скорости и потерь в нем большой. В СА ускорения нет.

При  $\rho_{cm} > 1$  поток в СА тормозится. Большие степени реактивности, как правило, не применяются.

Таким образом наиболее выгодно с точки зрения достижения максимального КПД применять ступени с  $\rho_{ст}$  близкую к  $0,5$ . В современных авиационных ГТД находят применение, в основном, реактивные ступени, в которых  $\rho_{ст}$  изменяется в пределах  $0,25...0,5$ .

Выбор степени реактивности существенным образом влияет на форму профиля. Расчет по среднему диаметру определяет форму треугольников скоростей, они в свою очередь определяют форму лопатки. Малая степень реактивности требует большого угла поворота в СА, а высокая в РК. Оба варианта существенно снижают эффективность, т.к. большой угол поворота потока увеличивает профильные и вторичные потери, а также потери в РЗ.

Кроме того выбор степени реактивности влияет на температуру газа на входе в РК и следовательно на температуру лопатки. Малые скорости  $w_1$  приводит к уменьшению температуры в относительном движении.

С увеличением степени реактивности может ухудшиться протекание характеристики.

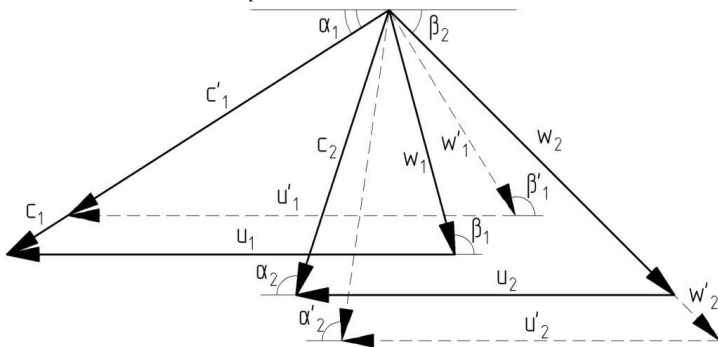
При выборе реактивности следует учитывать трехмерную форму лопатки. Скорости на втулке меньше, чем на периферии, угол отставания и нагрузка профиля больше. Это подразумевает более низкую

реактивность на втулке чем на периферии. Она не должна быть меньше определенного уровня.

Из анализа треугольников скоростей следует, что с увеличением реактивности уменьшается  $\alpha_2$ , что увеличивает потери с выходной скоростью и ухудшается работа канала за турбиной.

Выбор степени реактивности влияет не только на газодинамические процессы в ступени турбины и ее эффективность, но и на ее напряженное и тепловое состояние, конструкцию и технологию изготовления.

Оценим влияние величины действительной степени реактивности  $\rho_{ст}$  на КПД турбины  $\eta_m$ . Для этого рассмотрим вначале решетки СА и РК ступени с небольшой степенью реактивности  $\rho_{ст1} \approx 0,2$ . План скоростей такой ступени соответствующий оптимальному значению параметра нагруженности  $u_1/c_1 = (u_1/c_1)_{opt}$  изображен на рис. 1.9 сплошными линиями. Из этого рисунка следует, что скорость  $w_2$  незначительно превышает  $w_1$ , а величина  $\alpha_2$ , как отмечалось выше, при  $(u_1/c_1)_{opt}$  несколько больше  $90^\circ$ . С ростом степени реактивности  $\rho_{ст2} > \rho_{ст1}$  скорость  $w_2$  (пунктирные линии на рис. 1.9) становится значительно больше  $w_1$  и для достижения угла  $\alpha_2$ , обеспечивающего  $\eta_{mmax}$ , требуется все большая скорость  $u_2$ , а следовательно, и большее значение параметра  $u_1/c_1$ . Таким образом, величина  $(u_1/c_1)_{opt}$  увеличивается с ростом  $\rho_{ст}$ .



**Рис. 1.9. Влияние степени реактивности  $\rho_{ст}$  на деформацию треугольников скоростей**

Вид зависимостей  $\eta_m = f(u_1/c_1)$  при различных значениях  $\rho_{ст}$  для полноразмерных турбинных ступеней представлен на рис. 1.10.

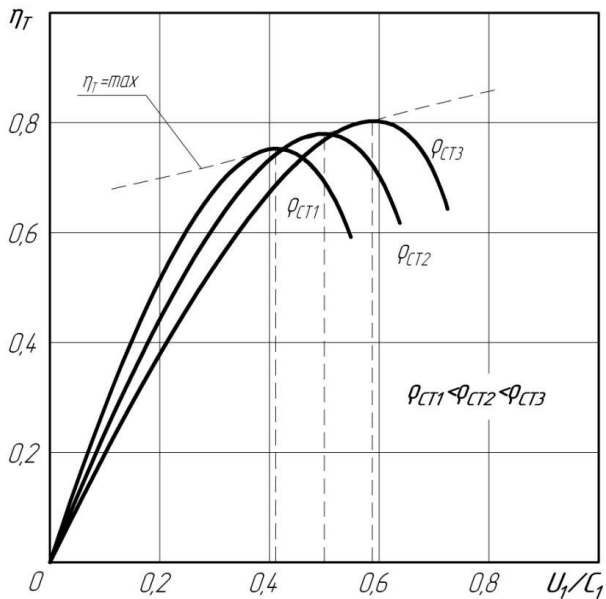


Применение ступеней с повышенной степенью реактивности позволяет несколько увеличить их КПД. Это объясняется тем, что при росте  $\rho_{ст}$  увеличивается степень конфузурности течения газа в решетке РК. Последнее обстоятельство приводит к снижению потерь в РК и уменьшению  $\zeta_{рк}$ . На рис. 1.10 показан примерный характер зависимости (пунктирная линия) КПД ступени от степени реактивности (при оптимальных по  $\eta_m$  значениях  $u_1/c_1$ ). Однако увеличение  $\rho_{ст}$  следует сопровождать увеличением окружной скорости, что приводит к возрастанию уровня напряжений, действующих в диске и лопатках РК.

В относительно малоразмерных ступенях увеличение  $\rho_{ст}$  сопровождается существенным увеличением потерь на утечку рабочего тела через радиальный зазор.

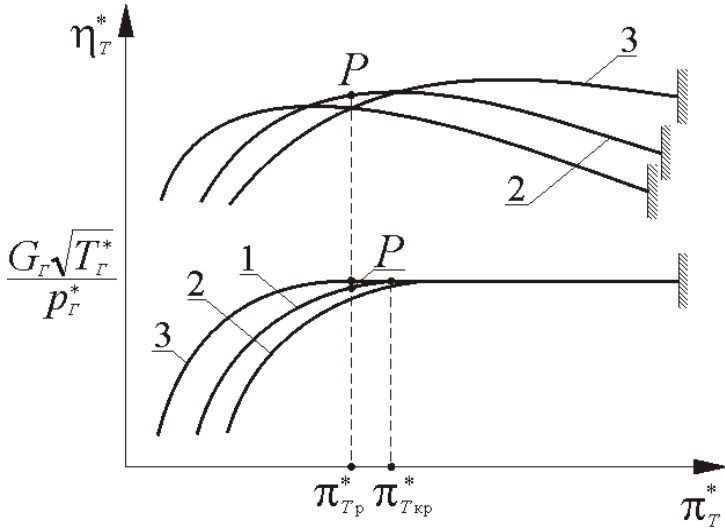
### 1.7. ХАРАКТЕРИСТИКА СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Характеристикой ступени турбины называется зависимость параметров характеризующих работу турбины (обычно ими являются КПД турбины  $\eta_m^*$  и пропускная способность  $A = \frac{G\sqrt{T_2^*}}{p_2^*}$ ) от параметров характеризующих ее режим работы. Режим работы турбины может описываться разными параметрами: степенью расширения газа в турбине  $\pi_m$ , частотой вращения  $n$ , либо комплексами связанными с ней ( $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}}$  или  $\frac{u}{\sqrt{T_2^*}}$ ), параметр нагруженности  $Y_m = \frac{u}{c_s}$  и др.



**Рис. 1.10.** Влияние степени реактивности  $\rho_{ст}$  на КПД турбины и оптимальное значение  $u_1/c_1$

Наиболее распространенными являются характеристики турбины представляемые в виде зависимостей пропускной способности турбины  $A = \frac{G\sqrt{T_2^*}}{P_2^*}$  и ее КПД  $\eta_m^*$  от степени понижения давления в турбине  $\pi_m^*$  при постоянных значениях параметра  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}}$  (рис. 1.11).



1 - при расчетном значении  $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$ ; 2 - при  $(\frac{n}{\sqrt{T_2}}) > (\frac{n}{\sqrt{T_2}})_p$ ; 3 - при  $(\frac{n}{\sqrt{T_2}}) < (\frac{n}{\sqrt{T_2}})_p$

**Рис. 1.11. Расходная и КПД - характеристики газовой турбины**

Рассмотрим влияние  $\pi_m^*$  на пропускную способность  $\frac{G\sqrt{T_2^*}}{P_2^*}$  сначала при расчетном значении  $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$  (см. кривую 1 на рис. 1.11). Увеличение  $\pi_m^*$  приводит к увеличению степени понижения давления как в СА, так и в РК ступеней, что вызывает возрастание приведенных скоростей потока  $\lambda_{azi}$  в горле лопаточных венцов. Это обуславливает увеличение пропускной способности турбины  $\frac{G\sqrt{T_2^*}}{P_2^*}$ . Но такое увеличение будет происходить до момента, пока степень понижения давления в СА первой ступени не станет критической (случай «запирания» СА) или приведенная скорость  $\lambda_{azi}$  в межлопаточном канале РК не достигнет предельного значения («запирание» РК).

Отклонение параметра  $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$  от расчетного значения в области  $\pi_m^* > \pi_{mкр}^*$  не приводит к изменению параметра расхода. При работе же в области  $\pi_m^* < \pi_{mкр}^*$  увеличение  $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$  означает увеличение параметра нагруженности  $Y_m = \frac{u}{c_s}$  и, следовательно, углов  $\beta_{1i}$ . При неизменном значении углов  $\beta_{2i}$

последнее обстоятельство первоначально вызывает увеличение степени конфузурности межлопаточных каналов ( $K = \sin\beta_1/\sin\beta_2$ ), т.е. возрастание степени реактивности  $\rho_{cmi}$ . Возрастание  $\rho_{cmi}$  вызывает возрастание  $p_{1i}$ , в результате снижается величина  $\pi_{CA} = P_2^*/P_1$  и уменьшается пропускная способность  $\frac{G\sqrt{T_2^*}}{P_2^*}$ . При уменьшении  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}}$  по сравнению с  $(\frac{n}{\sqrt{T_2^*}})_p$  наблюдается обратная картина.

Характер изменения зависимости  $\eta_m^* = f(\pi_m^*)$  при постоянном значении  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}}$  легко объясняется закономерностями изменения кривой  $\eta_m^* = f(Y_m)$ , которая подробно была рассмотрена в разделе 1.5. Так, увеличение  $\pi_m^*$  по сравнению с расчетным значением (точка  $P$  на кривой 1, на рис. 1.11) при постоянной величине  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}}$  вызывает уменьшение параметра нагруженности  $Y_m = \frac{u}{c_s}$ . При этом углы  $\beta_{1i}$  уменьшаются, а положительные углы атаки увеличиваются, что и приводит к монотонному снижению  $\eta_m^*$ .

При уменьшении  $\pi_m^*$  по сравнению с  $\pi_{mp}^*$  величина  $Y_m = \frac{u}{c_s}$  несколько возрастает. Если учесть, что турбина проектируется на оптимальный режим, то при этом начинают увеличиваться отрицательные углы атаки, что также обуславливает снижение  $\eta_m^*$  (см. рис. 1.11).

Если же происходит изменение параметра  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}}$  (например, увеличение его по сравнению с расчетным значением), то при условии сохранения расчетного обтекания венцов ( $Y_m = const$ ) следует переводить режим работы турбины на большие  $\pi_m^*$ , что вызвано необходимостью увеличения  $c_s$ . Поэтому при  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}} > (\frac{n}{\sqrt{T_2^*}})_p$  характеристика  $\eta_m^* = f(\pi_m^*)$  сдвигается вправо (кривая 2 на рис. 1.11) и в противоположном направлении (кривая 3), если  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}} < (\frac{n}{\sqrt{T_2^*}})_p$ .

## **2. ТЕХНОЛОГИЯ РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ**

Технология получения расчетных характеристик турбин была разработана с помощью виртуальной модели ее рабочего процесса. Опираясь на описанную в разделе 6 виртуальную модель рабочего процесса в спроектированной турбине, а также на большое количество расчетов турбин в разных условиях работы, выполненных на каф. ТДЛА СГАУ.

Данная технология основана на решении уравнений Навье – Стокса и позволяет определять характеристики турбины с учетом пространственного течения газа и учетом таких важнейших элементов проточных частей как радиальный зазор. Необходимость в такой технологии обусловлена тем, что традиционно используемые для этих целей методики и программы основаны на расчете потока по среднему диаметру и не могут оценивать влияния пространственной формы ЛВ. Например, в практике ОАО «Кузнецов» характеристики турбины определяются в основном по двум методикам: по методике ЦИАМ [9], и методике, разработанной в отделе перспективных разработок предприятия. Оба метода основаны на расчете турбины по среднему диаметру. Современные же турбины, особенно радиально-осевые, к которым относится турбина виртуальной автономной энергоустановки, характеризуются сложной пространственной формой лопаток, большим раскрытием ПЧ в меридиональной плоскости с профилированными по сложному закону концевыми обводами. Кроме того, ЛВ турбины могут быть выполнены с навалом или саблевидностью. Все перечисленные выше явления,

безусловно, влияют на распределение параметров потока в ПЧ и должны обязательно учитываться при расчетном получении характеристик турбины.

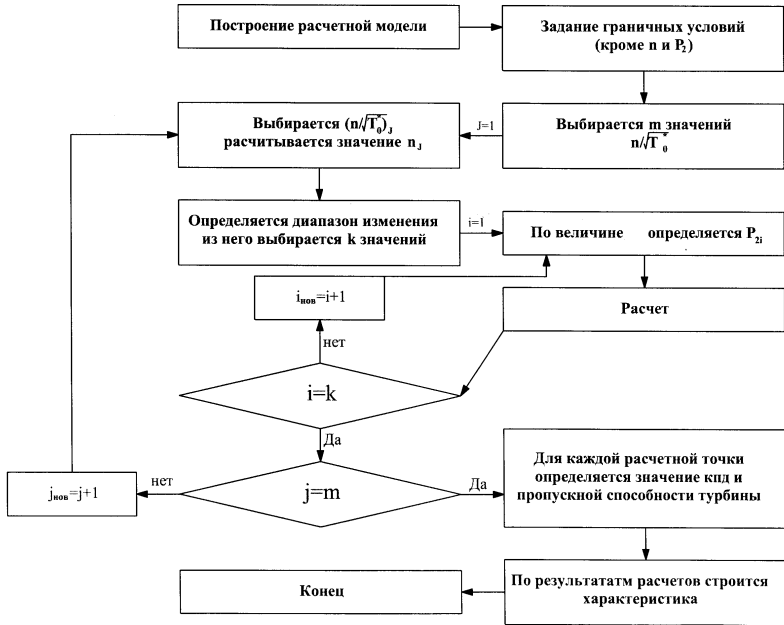
Технология получения расчетных характеристик турбин с помощью виртуальных моделей их рабочего процесса [8] и выглядит следующим образом.

Первоначально строится виртуальная модель рабочего процесса в исследуемой турбине. В качестве граничных условий на входе в турбину задаются полное давление и температура газа. Затем выбирается параметр частоты вращения  $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$ . В соответствии с ним определяется частота вращения ротора. Далее намечается интересующий диапазон изменения величины  $\pi_T$ . В нем выбирается ряд значений степени понижения давления, для которых вычисляется величина давления на выходе из решетки  $p_2$ . Потом производится серия расчетов, в которой определяются распределения параметров потока в межлопаточных каналах исследуемой турбины при различных значениях статического давления  $p_2$ . Для повышения устойчивости расчета и сокращения его времени вычисление каждой новой точки рекомендуется начинать (инициализировать) на основе результатов расчета предыдущей.

После того, как рассчитаны все варианты, соответствующие назначенным величинам  $p_2$ , выбирается новое значение параметра частоты вращения  $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$ . Для него определяется частота вращения ротора и вновь повторяется серия расчетов с выбранными величинами  $p_2$ .

Таким образом, расчеты повторяются для 5.....7 значений параметра частоты вращения  $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$ . В результате для каждой расчетной точки характеристики получают поля распределения термодинамических и кинематических параметров потока, а также расход газа и осредненные значения давлений, энтальпий, температуры и скорости в характерных сечениях. На основании этих данных определяются величины удельных, изоэнтропических и механических работ, КПД, а также режимных параметров  $\pi_T^*$ ,  $n/c_{\text{эф}}$  ( $u/c_{\text{СТ}}$  или  $u_{\text{СТ}}^*$ ).

Принципиальная схема технологии приведена на рис. 2.1.



**Рис. 2.1.** Алгоритм технологии получения основных характеристик спроектированной турбины с помощью виртуальной модели его рабочего процесса

К достоинствам данной технологии получения характеристик можно отнести большую физическую достоверность получаемой картины течения газа по сравнению с традиционными методами, учет особенностей трехмерного потока, возможность получения информации о любом параметре потока в любой точке ПЧ на любом интересующем режиме.

### 3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Лабораторная работа по расчетному и экспериментальному исследованию характеристик турбины рассчитана на 8 академических часов.

Лабораторное занятие начинается с краткого лекционного обзора, во время которого преподаватель напоминает студентам принцип действия турбины, основные параметры, характеризующие ее работу, процесс преобразования энергии в ступени и теоретические основы протекания характеристик. Контроль усвоения материала проводится путем выборочного опроса студентов группы.

На следующем этапе студенты приступают к расчету турбины, параметры которой задает преподаватель, либо используется турбина, рассчитанная при курсовом проектировании. Каждому студенту назначаются 1...2 точки характеристики турбины, течение в которой он должен изучить расчетным способом. Результаты расчетов всех студентов подгруппы объединяются вместе, и по ним строится расчетная зависимость  $A = \frac{G\sqrt{T_T^*}}{p_T^*}, \eta_T^* = f(\pi_T^*)$ .

После проведения расчетов каждый студент получает одно из индивидуальных заданий, приведенных в разделе 4.1. В ходе его выполнения он должен будет провести расчетное исследование влияния различных факторов на протекание характеристики турбины и теоретически обосновать полученные результаты, опираясь на материалы главы 1, конспект лекции или учебники [1,2,4].

После выполнения работы студент предоставляет преподавателю отчет, состоявший из:

- расчетной расходной и КПД-характеристики  $A = \frac{G\sqrt{T_T^*}}{p_T^*}, \eta_T^* = f(\pi_T^*)$ ,
- выполненного индивидуального задания.

Контроль усвоения материала производится путем устного опроса. Каждый студент должен ответить на 2 контрольных вопроса:

- №1 о теоретических основах рабочего процесса турбины;
- №2 вопрос, связанный с теоретическим обоснованием протекания характеристик турбины;



При подготовке ответов на контрольные вопросы студенту разрешается пользоваться теоретическим материалом, изложенным в главе 1, конспекте лекций и литературе из списка использованных источников.

Оценка работа студента на лабораторной работе выставляется по результатам проверки отчета и устных ответов на контрольные вопросы. Оценка за каждый элемент отчета и вопрос ставится исходя из максимальных баллов, приведенных в таблице 3.1.

**Таблица 3.1**  
**Максимальные оценки за каждый элемент выполнения лабораторной работы**

Наименование работы	Максимальный балл
Результаты расчетного исследования	2
Выполнение индивидуального задания	3
вопрос №1 о теоретических основах рабочего процесса турбины	1
вопрос №2, связанный с теоретическим обоснованием протекания характеристик турбины	1

## 4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

### 4.1. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

1. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении высоты лопатки РК на выходе  $h_{РК}$  на 10%.
2. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении высоты лопатки РК на выходе  $h_{РК}$  на 10%.
3. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении высоты лопатки РК на выходе  $h_{РК}$  на 10%.
4. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении высоты лопатки РК на выходе  $h_{РК}$  на 10%.
5. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении числа лопаток РК  $z_{РК}$  на 10%.
6. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении числа лопаток РК  $z_{РК}$  на 10%.
7. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении числа лопаток РК  $z_{РК}$  на 10%.
8. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении числа лопаток РК  $z_{РК}$  на 10%.

9. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении числа лопаток СА  $z_{CA}$  на 10%.
10. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении числа лопаток СА  $z_{CA}$  на 10%.
11. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении числа лопаток СА  $z_{CA}$  на 10%.
12. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении числа лопаток СА  $z_{CA}$  на 10%.
13. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении частоты вращения РК  $n$  на 10%.
14. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении частоты вращения РК  $n$  на 10%.
15. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении частоты вращения РК  $n$  на 10%.
16. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении частоты вращения РК  $n$  на 10%.
17. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении температуры газов перед турбиной  $T_{г}^*$  на 10%.
18. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении температуры газов перед турбиной  $T_{г}^*$  на 10%.
19. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении температуры газов перед турбиной  $T_{г}^*$  на 10%.

20. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении температуры газов перед турбиной  $T_T^*$  на 10%.
21. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении радиального зазора над РК  $\delta_r$  на 10%.
22. Рассчитайте, как изменится положение расходной характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении радиального зазора над РК  $\delta_r$  на 10%.
23. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при увеличении радиального зазора над РК  $\delta_r$  на 10%.
24. Рассчитайте, как изменится положение КПД-характеристики турбины относительно исходной характеристики при уменьшении радиального зазора над РК  $\delta_r$  на 10%.

## 4.2. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

### 4.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса турбины

1. Что такое турбина?
2. Какие функции выполняет турбина?
3. Какие элементы входят в состав ступени турбины?
4. Почему РК турбины вращается?
5. Как возникает сила, заставляющая вращаться РК турбины?
6. Почему в турбине снижается давление?
7. Какие функции выполняет СА?
8. Почему на входе в турбину поток необходимо закручивать?
9. Какие конструктивные особенности позволяют организовать процесс расширения в турбине?
10. Почему проточная часть турбины расширяется к выходу?
11. Изобразите график изменения абсолютной скорости  $c$  по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
12. Изобразите график изменения относительной скорости  $w$  по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.

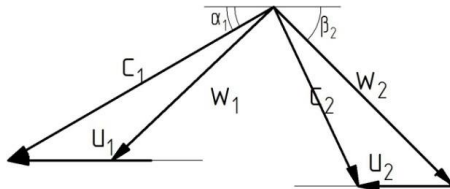
13. Изобразите график изменения статического давления  $p$  по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
14. Изобразите график изменения полного давления  $p^*$  по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
15. Изобразите график изменения статической температуры  $T$  по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
16. Изобразите график изменения полной температуры  $T^*$  по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
17. Что определяет окружная скорость вращения турбины  $u_{cp}$ ?
18. Что определяют угол выхода потока из СА  $\alpha_1$ ?
19. Что определяют угол выхода потока из РК в абсолютном движении  $\alpha_2$ ?
20. Почему значение окружной скорости РК турбины ограничивается величиной  $u=550\text{м/с}$ ?
21. Что такое конфузорность потока? Каким образом она влияет на потери в турбинной решетке?
22. Какие факторы и почему ограничивают увеличение работы турбины  $L_u$ ?
23. Поясните, что показывает величина степени расширения газа в турбине?
24. Чем определяется величина работы расширения газа в турбине?
25. Поясните физический смысл идеальной работы ступени турбины?
26. Поясните физический смысл полезной работы ступени турбины?
27. Что такое КПД турбины?
28. Что такое адиабатическое КПД турбины? Что оно характеризует?
29. Что такое внутреннее КПД турбины? Что оно характеризует?
30. Что такое окружное КПД турбины? Что оно характеризует?
31. Что такое полный КПД турбины? Что оно характеризует?
32. Поясните физический смысл термина степень реактивности?
33. Что определяет величина изоэнтропической степени реактивности  $\rho_{cts}$ ?
34. Что определяет величина действительной степени реактивности  $\rho_{ct}$ ?

35. Каким образом повлияет на мощность турбины увеличение температуры газа перед турбиной  $T_0^*$  при прочих равных условиях? Поясните ответ.
36. Каким образом повлияет на мощность турбины увеличение полного давления газа перед турбиной  $p_0^*$  при прочих равных условиях? Поясните ответ.
37. Каким образом повлияет на мощность турбины увеличение частоты вращения РК турбины при прочих равных условиях? Поясните ответ.

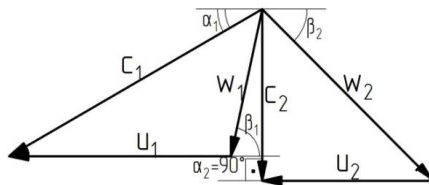
#### ***4.2.2. Вопросы, связанные с характеристиками турбин***

1. Поясните физический смысл условной изоэнтропической скорости  $c_s$ .
2. Почему параметр нагруженности турбины  $Y_{ст}$  является универсальным режимным параметром?
3. Принципиально изобразите зависимость пропускной способности  $A = \frac{G\sqrt{T_Г^*}}{p_Г^*}$  от степени расширения газа в турбине  $\pi_Г$ . Поясните ее протекание?
4. Принципиально изобразите зависимость КПД турбины  $\eta_Г^*$  от степени расширения газа в турбине  $\pi_Г$ . Поясните ее протекание?
5. Принципиально изобразите, как изменится положение расходной характеристики турбины при увеличении частоты вращения РК  $n$ . Поясните свой ответ.
6. Принципиально изобразите, как изменится положение расходной характеристики турбины при уменьшении частоты вращения РК  $n$ . Поясните свой ответ.
7. Изобразите план скоростей турбины на режиме на котором величина параметра  $Y_Г$  немного больше нуля?
8. Изобразите план скоростей осевой турбины на режиме на котором величина параметра  $Y_Г$  является оптимальной?
9. Изобразите план скоростей осевой турбины на режиме на котором величина параметра  $Y_Г$  выше оптимальной?

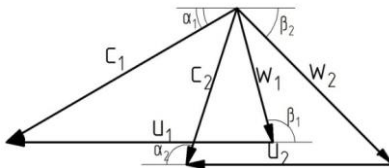
10. Изобразите схематично графическую зависимость изменения потерь с выходной скоростью от величины параметра нагруженности  $Y_T$ .
11. Изобразите схематично графическую зависимость изменения потерь в РК от величины параметра нагруженности  $Y_T$ .
12. Изобразите схематично графическую зависимость изменения потерь в СА от величины параметра нагруженности  $Y_T$ .
13. Какой точке на зависимости КПД турбины  $\eta_T$  от параметра нагруженности  $Y_T$  соответствует треугольник скоростей? Поясните свой ответ.



14. Какой точке на зависимости КПД турбины  $\eta_T$  от параметра нагруженности  $Y_T$  соответствует треугольник скоростей? Поясните свой ответ.



15. Какой точке на зависимости КПД турбины  $\eta_T$  от параметра нагруженности  $Y_T$  соответствует треугольник скоростей? Поясните свой ответ.



16. Изобразите план скоростей осевой турбины соответствующий  $Y_m = Y_{opt}$ . Покажите как он изменится при повышении степени реактивности  $\rho_{ст}$ .

17. Изобразите план скоростей осевой турбины соответствующий  $Y_T = Y_{opt}$ . Покажите как он изменится при уменьшении степени реактивности  $\rho_{ст}$ .



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Белоусов, А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]/А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. - Самара: ФГУП "Издательство Самарский Дом печати", 2003. – 336с.
- 2 Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]/ К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
- 3 Кулагин, В.В. Теория расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн.2. [Текст]/ В.В. Кулагин – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.; ил.
- 4 Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин [Текст] : учеб. пособие/О. В. Батурич [и др.] ; Федер. агентство по образованию, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Самара : Изд-во СГАУ, 2006. - 127 с.
- 5 Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст]. – М.: Наука, 1974. - 711с.
- 6 Андерсон, Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст]. В 2-х томах/ Д. Андерсон, Дж. Таннехил, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990.- 384с.
- 7 Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей [Текст]. В 2-х томах/К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – 1056с.
- 8 Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX: метод. указания /сост. О.В. Батурич, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Л.С. Шаблий – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. - 100 с.: ил.
- 9 РТМ 1624-80. Турбины авиационных газотурбинных двигателей. Методика расчета характеристик турбины на среднем диаметре. М.: ЦИАМ, 1980. – 53с.

- 10 Батури́н О.В. Совершенство́вание проточной части осевых авиационных турбин при их газодинамической доводке с помощью численных методов газовой динамики [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 : защищена 22.12.2005 / Батури́н Олег Витальевич ; М-во науки и образования Рос. Федерации, Федер. агентство по образованию, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Самара, 2005. - 240 с.

Учебное издание

*Батурин Олег Витальевич  
Колмакова Дарья Алексеевна  
Матвеев Валерий Николаевич  
Попов Григорий Михайлович*

**РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНИ ТУРБИНЫ С  
ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ  
ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ**

Научный редактор  
Редакторская обработка  
Корректорская обработка  
Компьютерная верстка О.В. Батурин,

Самарский государственный  
аэрокосмический университет.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34

---

Изд-во Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34