

Т 464

САМАРСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
имени академика  
С.П. КОРОЛЕВА

*Н.Т. Тихонов*  
*Н.Ф. Мусаткин*  
*В.Н. Матвеев*

**ТЕОРИЯ  
ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН  
АВИАЦИОННЫХ  
ГАЗОТУРБИННЫХ  
ДВИГАТЕЛЕЙ**

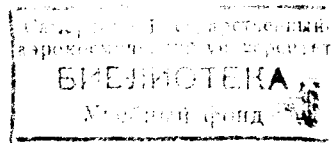
САМАРА  
2001

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

*Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н.Матвеев*

ТЕОРИЯ  
ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН  
АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ  
ДВИГАТЕЛЕЙ

*КУРС ЛЕКЦИЙ*



САМАРА 2001 (2002)

УДК 629.7.03-135(075.8)

**Теория лопаточных машин авиационных газотурбинных двигателей / Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н.Матвеев.** Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2001. 155 с.

ISBN 5-7883-0132-7

Изложены основы теории осевого компрессора и газовой турбины применительно к их работе в составе авиационных газотурбинных двигателей. Рассмотрена работа осевого компрессора и турбины на нерасчетных режимах, характерных для процесса эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей.

Приведена литература для углубленного изучения разделов курса. Поставлены задачи для самоконтроля и более глубокого усвоения материала.

Курс лекций предназначен для студентов дневного отделения, обучающихся по специальности 130300; подготовлен на кафедре теории двигателей летательных аппаратов.

Ил. 135. Библиогр.: 13 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. кафедры тепловых процессов Самарского государственного технического университета *А.И. Щелоков*; канд. техн. наук ведущий конструктор Самарского КБ машиностроения *Е.Л. Михеенков*

ISBN 5-7883-0132-7

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2001

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

### Параметры лопаточных машин

- $V_n$  – скорость полета, м/с  
 $H_n$  – высота полета, м  
 $M$  – число Маха  
 $a$  – скорость звука, м/с; горло решетки, м  
 $a_{кр}$  – критическая скорость, м/с  
 $b$  – хорда профиля, м  
 $b/t$  – густота решетки  
 $c$  – скорость воздуха или газа в абсолютном движении, м/с  
 $D$  – диаметр, м  
 $\bar{d}_{вт}$  – относительный диаметр втулки  
 $F$  – площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>  
 $m$  – масса, кг  
 $G$  – массовый расход воздуха или газа, кг/с  
 $\bar{G}$  – коэффициент производительности  
 $N_k$  – мощность привода компрессора, кВт  
 $N_t$  – мощность привода турбины, кВт  
 $L_k$  – удельная работа компрессора, Дж/кг  
 $L_t$  – удельная работа турбины, Дж/кг  
 $H_{th}$  – теоретический напор, создаваемый компрессором, Дж/кг  
 $H_{th}$  – теоретическая работа турбины, Дж/кг  
 $M_{кр}$  – крутящий момент, Н·м  
 $h_n$  – высота лопатки, м  
 $\bar{h}$  – удлинение лопатки  
 $k$  – показатель изэнтропы  
 $p$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>; показатель политропы  
 $p$  – давление, Па  
 $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К)  
 $S$  – осевая ширина лопатки, м; линия тока  
 $s$  – энтропия  
 $T$  – температура, К  
 $u$  – окружная скорость, м/с  
 $V$  – объем, м<sup>3</sup>  
 $w$  – скорость в относительном движении, м/с  
 $z$  – число ступеней, число лопаток  
 $\alpha$  – угол потока в абсолютном движении; лопаточный угол, град  
 $\beta$  – угол потока в относительном движении; лопаточный угол, град  
 $\gamma$  – угол установки профиля в решетке, град  
 $\xi$  – коэффициент потерь

$\varphi_{CA}$  - коэффициент скорости в сопловом аппарате  
 $\varphi_{PK}$  - коэффициент скорости в рабочем колесе  
 $\rho$  - плотность,  $\text{кг/м}^3$   
 $\sigma$  - коэффициент восстановления полного давления  
 $\eta$  - коэффициент полезного действия  
 $\lambda$  - приведенная скорость  
 $\pi_k$  - степень повышения давления в компрессоре  
 $\pi_t$  - степень понижения давления в турбине  
 $\omega$  - угловая скорость,  $\text{рад/с}$   
 $\Pi$  - параметр

### Индексы

\* - заторможенные параметры  
в - вход, воздух  
к - компрессор  
т - турбина, теоретический  
г - газ  
ст - ступень  
тр - трение  
пр - профильный, приведенный  
вт - вторичный  
кр - кромочный, критический  
сп - спинка  
кор - корытце  
пред - предельный  
отр - отрывной  
л - лопатки  
а - по оси машины  
с - абсолютный  
т - меридиональный  
н - по нормали  
w - относительный  
г - радиальный

### Условные сокращения

СА - сопловой аппарат  
РК - рабочее колесо  
НА - направляющий аппарат

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

## ВВЕДЕНИЕ

Поршневым двигатель был со дня появления первого самолета до начала сороковых годов единственным авиационным двигателем. Но к концу сороковых годов он исчерпал свои возможности.

Дальнейшее увеличение скорости полета требовало создания принципиально нового типа двигателя, в котором как единое целое сочетались бы тепловой двигатель и движитель. Таким двигателем оказался воздушно-реактивный, в частности, газотурбинный двигатель (ГТД). Первые серийные ГТД появились в конце второй мировой войны. С 1945 г. авиация постепенно ( вначале военная, а затем и гражданская) перешла на ГТД.

Современный ГТД состоит из: входного устройства, компрессора, камеры сгорания, турбины и выходного устройства. Наиболее сложными узлами являются компрессор и турбина. Они выполнены в виде лопаточных машин.

В компрессоре происходит увеличение давления, проходящего через систему лопаток воздуха. В турбине рабочее тело (газ) отдает энергию при прохождении по системе лопаток.

Компрессор поглощает энергию, турбина выдает ее. Процесс сжатия в компрессоре и расширения газа в турбине связаны с передачей энергии проходящему воздуху (в компрессоре) и отбором энергии от газа (в турбине).

Известно, что на преобразование одного вида энергии в другой природа "накладывает налог" в виде потери части энергии. Чем совершеннее процесс преобразования одного вида энергии в другой, тем меньше потери энергии, тем выше КПД машины. КПД современных компрессоров авиационных ГТД достигает величины 0,90, а КПД турбин - 0,93.

Чем выше КПД лопаточных машин ГТД, тем меньше удельный расход топлива. Это значит, что при имеющемся запасе топлива на борту, самолет может пролететь большее расстояние. Поэтому проблемы повышения КПД и компрессора, и турбины всегда были и будут весьма актуальными задачами авиастроения.

В процессе подготовки инженера-механика по эксплуатации авиационных двигателей вопросы теории лопаточных машин занимают основополагающее место. Без знания теории лопаточных машин невозможно изучение других специальных дисциплин (конструкции двигателей, автоматики двигателей, анализа технического состояния), а главное, невозможна грамотная техническая эксплуатация двигателей.

Основам теории лопаточных машин посвящено значительное количество специальной литературы [1,2,3,12], где изложение физических основ рабочего процесса основано на базе курсов термодинамики и газовой динамики.

Одной из особенностей учебной программы для специальности 130300 в Самарском государственном аэрокосмическом университете является то

обстоятельство, что для этой специальности не читается курс газовой динамики. Ее основы весьма коротко даются в курсе термодинамики. Поэтому основные уравнения газовой динамики излагаются в начале настоящего курса лекций.

При выполнении курсовой работы по теории лопаточных машин студенты для расчета используют таблицы газодинамических функций. Это заставило авторов в начале настоящей книги коротко рассмотреть основы построения газодинамических функций.

В настоящем курсе лекций в сжатой форме даны сведения по теории осевых лопаточных машин, также коротко рассмотрены вопросы, связанные с эксплуатационными характеристиками компрессоров и турбин.

В то же время курс лекций подготавливает студента к углубленному самостоятельному изучению вопросов теории лопаточных машин и их характеристик.

Как уже отмечалось в аннотации, вторая часть конспекта лекций (Авиационные газовые турбины) предназначена не только для специальности 130300. Ее могут использовать и студенты, обучающиеся по специальностям 101200, 121100, 130200 и 130400.

# 1. ПОНЯТИЕ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

## 1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И МЕСТО ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН В ГТД

Во всех ГТД реализуется термодинамический цикл с непрерывным характером рабочего процесса и подводом тепла при  $p = \text{const}$  (цикл Брайтона). Такой цикл показан на рис. 1.1, где по линии н-к осуществляется политропический процесс сжатия воздуха, по линии к-г - изобарический подвод тепла  $Q_1$ , по линии г-с - политропическое расширение газа в турбине и сопле, а по линии с-н - условный изобарический отвод тепла  $Q_2$  от реактивной струи в окружающую среду (вне двигателя).

Наиболее простой тип устройства авиационного ГТД, в котором реализуется цикл  $p = \text{const}$ , представлен на рис. 1.2.

Входное устройство (ВУ) ТРД выполняется в виде диффузора для предварительного сжатия воздуха перед компрессором. Во ВУ кинетическая энергия набегающего потока частично преобразуется в давление (участок н-в, см. рис. 1.1).

Компрессор (К) представляет собой агрегат, в котором осуществляется непрерывное сжатие воздуха от давления  $p_n$  до давления  $p_k$ , поступающего из ВУ (участок в-к). Для осуществления сжатия воздуха к валу компрессора должна быть подведена извне удельная механическая работа  $L_k$ .

В камере сгорания (КС) происходит непрерывное сгорание топлива (керосина) в потоке сжатого воздуха при  $p = \text{const}$ . Выделяющееся тепло  $Q_1$  сопровождается ростом температуры газа (участок к-г, см. рис. 1.1), которая на выходе из КС принимает значение  $T_r$ .

Турбина (Т) предназначена для привода компрессора. Расширяясь в проточной части турбины, газ совершает на валу механическую работу  $L_t$ , которая расходуется на привод как компрессора, так и вспомогательных агрегатов ТРД.

В результате совершения работы давление и температура газа снижаются, достигая на выходе из турбины значений  $p_t$  и  $T_2$  (участок г-т).

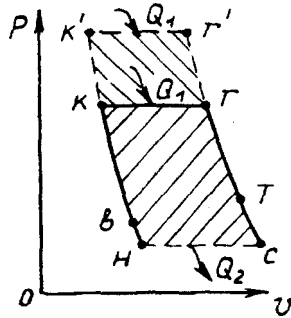


Рис. 1.1. Идеальный цикл  $p = \text{const}$  в  $p$ - $v$  координатах



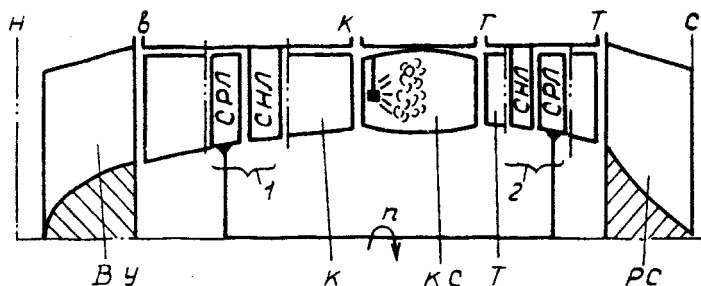


Рис. 1.2. Схема проточной части турбореактивного двигателя: ВУ - входное устройство; К - компрессор; КС - камера сгорания; Т - турбина; РС - реактивное сопло

Оставшийся запас энергии газа срабатывает в реактивном сопле (РС) двигателя (участок т-с, см. рис. 1.1), где снижение давления и температуры рабочего тела сопровождается ростом скорости его истечения.

Если увеличить степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k = p_k/p_b$  при сохранении количества подводимого тепла  $Q_1$  (см. рис. 1.1, линии к-к' и к'-г'), то полезная работа цикла возрастет на величину, пропорциональную площади к-к'-г'. Таким образом, при увеличении  $\pi_k$  возрастает степень использования подводимого тепла, что сопровождается снижением удельного расхода топлива. Этим объясняется тот факт, что если первые ГТД имели  $\pi_k = 6...8$ , то современные -  $\pi_k = 20..30$ , а в настоящее время проектируют двигатели на уровень  $\pi_k = 40...60$ .

Таким образом, компрессор и турбина являются основными узлами любого ГТД. Для обеспечения непрерывности процессов сжатия и расширения рабочего тела они выполняются в виде лопаточных машин.

*Лопаточной машиной называется устройство, в проточной части которого системой вращающихся лопаток осуществляется подвод энергии к потоку рабочего тела, проходящего через машину (компрессор) или отвод ее (турбина).*

Принцип действия ЛМ основан на силовом взаимодействии лопасти с потоком рабочего тела (рис. 1.3).

Если лопасть закреплена во вращающемся с окружной скоростью и ободу, то на нее действует аэродинамическая сила  $R'$ . Сила воздействия лопасти на поток  $R$  равна силе  $R'$  по величине и противоположна ей, т.е.  $R' = -R$ . Осевая составляющая силы  $R_o$  проталкивает поток в осевом направлении, а составляющая  $R_u$  осуществляет подвод работы к потоку газа.

В результате воздействия лопатки на поток его скорость на выходе  $c_2$  будет отличаться по величине и направлению от скорости на входе  $c_1$ . Итак, *вращающиеся лопасти одновременно осуществляют и непрерывное перемещение газа вдоль оси, и обмен механической энергией с потоком газа.*

По характеру взаимодействия с потоком рабочего тела ЛМ подразделяют на машины-исполнители и машины-двигатели. Первые подводят механическую энергию к потоку (компрессоры, вентиляторы), вторые отводят (забирают) ее от потока (турбины).

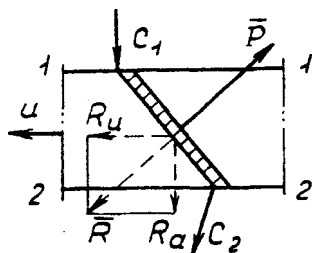


Рис. 1.3. Схема взаимодействия лопасти и потока рабочего тела

## 1.2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Основным элементом ЛМ, взаимодействующим с потоком рабочего тела, является лопатка (рис. 1.4,а).

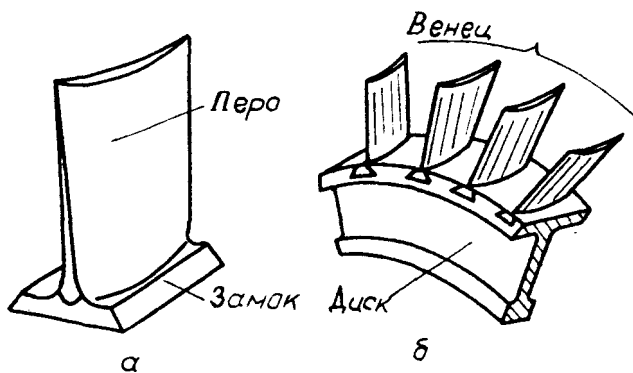


Рис. 1.4. Основные элементы лопаточных машин: а - лопатка; б - лопаточный венец

Лопатка состоит из пера и замка, с помощью которого она крепится в ободу или диске. Совокупность лопаток, установленных в ободу или диске, называют лопаточным венцом (рис. 1.4,б). Вращающиеся лопаточные венцы, установленные на дисках, образуют рабочие колеса (РК). Неподвижные

лопаточные венцы в компрессоре называют направляющими аппаратами (НА), а в турбине - сопловыми аппаратами (СА).

Совокупность венцов РК и следующего за ним НА составляет ступень компрессора, а совокупность венцов СА и следующего за ним РК - ступень турбины.

В авиационных ГТД обычно применяют осевые многоступенчатые компрессоры и турбины. Число ступеней у осевого компрессора в современных ГТД - от 5 до 17, у осевой турбины - от 2 до 7.

Совокупность всех рабочих колес в проточной части ГТД образует ротор, а направляющих и сопловых венцов - статор. Лопаточные машины современных ГТД часто выполняются двух- или трехроторными (многоступенчатыми). Каждый каскад - совокупность нескольких ступеней осевого компрессора, ротор которого приводится во вращение своей турбиной. Первый по ходу рабочего тела каскад компрессора называют каскадом низкого давления, а следующий за ним - каскадом высокого давления. Первая по ходу рабочего тела ступень (или ступени) турбины приводит в действие ротор компрессора высокого давления, поэтому она носит название турбины высокого давления. Ступень (или ступени) турбины, приводящая в действие ротор компрессора каскада низкого давления, называют турбиной низкого давления. Частота вращения ротора каскада низкого давления существенно ниже, чем высокого давления.

В трехкаскадной схеме добавляется еще промежуточный каскад среднего давления, при этом каскады компрессора и турбины принимают соответствующие названия.

### 1.3. ТРЕБОВАНИЯ К ЛОПАТОЧНЫМ МАШИНАМ

Лопаточные машины ГТД должны отвечать следующим требованиям: минимальные габариты и масса, высокий КПД, благоприятное протекание характеристик, высокая надежность и живучесть, технологичность производства, мобильность и возможность модернизации.

Коротко поясним эти требования. Если учесть, что масса компрессора и турбины современных ГТД составляет 60...70% массы всего двигателя, то проблема создания ЛМ с минимально возможными массой и габаритами становится очевидной.

Чем выше КПД ЛМ, тем меньше расход топлива на единицу тяги, развиваемой двигателем (т.е., тем меньше удельный расход топлива  $c_{уд}$ ). КПД современных компрессоров составляет 0,85...0,90, а турбин - 0,90...0,93.

Благоприятное протекание характеристик подразумевает недопустимость срывных течений рабочего тела на всех рабочих и переходных режимах. При этом на любом режиме КПД машины должен сохраняться на высоком уровне.

Под надежностью понимается безотказная работа лопаточной машины в течение ресурса ее работы.

Живучесть - способность компрессора и турбины выполнять свои функции при повреждениях, вызванных внешними причинами. Например, повышенные осевые зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами компрессора обеспечивают сохранение работоспособности компрессора при попадании в него постороннего предмета. Однако в этом случае увеличиваются осевые размеры и масса компрессора.

Технологичность, мобильность создания и возможность модернизации требуют использования методов и приемов передовой технологии изготовления ЛМ, что позволяет снизить стоимость двигателя в целом и повысить его надежность.

Комплексное удовлетворение всех перечисленных требований является сложной инженерной и научной задачей.

#### **1.4. УРАВНЕНИЯ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ДЛЯ АНАЛИЗА И РАСЧЕТА ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН**

Прежде чем приступить к рассмотрению уравнений, введем два допущения, которые будем использовать при изучении течения газа в ЛМ:

- движение рабочего тела будем считать установившимся, т.е. его параметры в любой точке потока будем принимать неизменными во времени;
- параметры рабочего тела во всех точках любого поперечного сечения потока будем считать одинаковыми.

В теории лопаточных машин используют следующие уравнения газовой динамики: неразрывности, сохранения энергии в тепловой и механической формах, первого закона термодинамики, уравнение количества движения и уравнение моментов количества движения (два последних - уравнения Л.Эйлера).

Названные уравнения выводятся в курсах газодинамики. Здесь же рассмотрим лишь особенности их применения к лопаточным машинам.

##### **1.4.1. Уравнение неразрывности**

Это уравнение показывает, что для установившегося движения секундный расход массы газа  $G$  через любое сечение потока остается неизменным:

$$G = c_{1a}\rho_1F_1 = c_{2a}\rho_2F_2. \quad (1.1)$$

Для любого произвольного сечения

$$G = c_a\rho F, \quad (1.2)$$

где под величинами  $c_a$  и  $\rho$  понимаются средние их значения в данном сечении.

Выражение (1.1) позволяет найти связь термодинамических параметров  $p$  и  $T$  в любом сечении с величиной потребной площади и установить изменение площади  $F$  в зависимости от характера процесса ( $p$ с).

Например, в компрессоре площадь проходного сечения должна уменьшаться от входа к выходу, так как в проточной части его плотность увеличивается ( $\rho_k > \rho_n$ ).

#### 1.4.2. Уравнение сохранения энергии

Если к массе движущегося газа, ограниченного сечениями 1-1, 2-2 (рис. 1.5), подводятся (или отводятся от нее) внешнее тепло  $Q_{вн}$  и работа  $L$ , то затраченные работа и тепло изменяют энтальпию и кинетическую энергию массы газа.

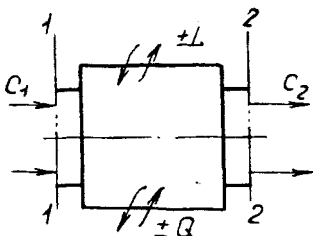


Рис. 1.5. К уравнению сохранения энергии

Рассмотрим изменение всех параметров потока применительно к единице его массы  $L + Q_{вн} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

или

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L + Q_{вн} = i_2 + \frac{c_2^2}{2}, \quad (1.3)$$

т.е. подведенные внешнее тепло и работа затрачиваются на изменение энтальпии и кинетической энергии потока.

Заметим, что вид уравнения сохранится и для случая учета потерь на трение, т.к. работа трения  $L_r$  полностью переходит в тепло  $Q_r$  и в общем балансе ( $-L_r + Q_r$ ) = 0. Однако наличие трения может существенно влиять на весь процесс, т.к. переход работы трения в теплоту увеличивает  $i_2$ , хотя

$i_2 + \frac{c_2^2}{2} = const$ , но  $c_2$  снижается. При этом чем больше  $L_r$ , тем меньше  $c_2$ .

Применим уравнение сохранения энергии к входному устройству ГТД (рис. 1.6). Здесь н-н - сечение перед входом (поток не возмущен), в-в - сечение перед компрессором. На участке от н-н до в-в работа не подводится, а теплообменом пренебрегаем, т.е.  $L = 0$  и  $Q_{вн} = 0$ . Тогда уравнение (1.3) применительно к входному устройству примет вид

$$i_n + \frac{v_n^2}{2} = i_v + \frac{c_v^2}{2},$$

где  $V_n$  - скорость полета;  $c_n$  - скорость на входе в компрессор. Если во входном устройстве поток тормозится, т.е.  $c_n < V_n$ , то  $i_n > i_{in}$ , а температура (и давление) потока растут.

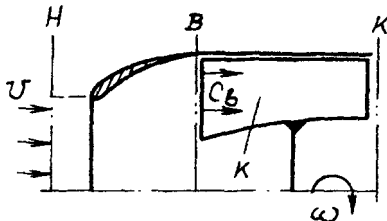


Рис. 1.6. Схема использования уравнения энергии для входного устройства

### 1.4.3. Параметры торможения

Если движется поток газа, имеющий запас энергии  $i + \frac{c^2}{2}$ , и поток остановить (т.е.  $c=0$ ), то весь запас кинетической энергии  $\frac{c^2}{2}$  превратится в тепло, температура газа увеличится и станет равной *температуре торможения*, т.е. весь запас кинетической энергии пойдет на увеличение энтальпии.

$$i + \frac{c^2}{2} = i^* = c_p T^*$$

где  $i^*$  - энтальпия заторможенного потока, а  $T^*$  - температура заторможенного потока.

Если в выражении  $i^* = c_p T^*$  величину  $c_p$  заменить отношением  $\frac{k}{k-1} R$ , то получим  $i^* = \frac{k}{k-1} RT^*$ . Согласно уравнению состояния

$$RT^* = \frac{p^*}{\rho^*} \quad \text{и тогда} \quad i^* = \frac{k}{k-1} \frac{p^*}{\rho^*},$$

где  $p^*$  и  $\rho^*$  - давление и плотность заторможенного потока (параметры торможения).

Параметры торможения широко используются при рассмотрении теоретических и экспериментальных задач теории лопаточных машин.

Применим уравнение сохранения энергии к компрессору с учетом использования понятия параметров торможения. Пусть расход воздуха через компрессор  $G$  кг/с и для его сжатия подводится мощность  $N_k$ . Если разделить  $N_k$  на  $G$ , то получим удельную работу  $L_k$ , сообщаемую в компрессоре одному кг воздуха. Величина  $L_k$  в литературе имеет несколько названий: работа

сжатия; внутренняя работа сжатия; полная работа сжатия; работа, затрачиваемая на сжатие.

Если принять  $Q_{\text{вн}} = 0$  (т.е. пренебречь теплообменом с внешней средой), то уравнение (1.3) примет следующий вид:

$$L_{\text{к}} = (i_{\text{к}} - i_{\text{в}}) + \frac{c_{\text{к}}^2 - c_{\text{в}}^2}{2}$$

или в параметрах торможения

$$L_{\text{к}} = i_{\text{к}}^* - i_{\text{в}}^* = c_p T_{\text{к}}^* - c_p T_{\text{в}}^*; c_p = \frac{k}{k-1} R; L_{\text{к}} = \frac{k}{k-1} R T_{\text{в}}^* \left( \frac{T_{\text{к}}^*}{T_{\text{в}}^*} - 1 \right).$$

Для изэнтропического процесса сжатия  $\frac{T_{\text{к}}^*}{T_{\text{в}}^*} = \left( \frac{P_{\text{к}}^*}{P_{\text{в}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}$  и тогда

$$L_{\text{к}} = \frac{k}{k-1} R T_{\text{в}}^* \left[ \left( \frac{P_{\text{к}}^*}{P_{\text{в}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.4)$$

Следовательно, работа, затрачиваемая на сжатие одного кг газа в компрессоре, растет с увеличением  $P_{\text{к}}^*$  и  $T_{\text{в}}^*$ .

С целью закрепления материала, используя аналогичные рассуждения, предлагаем студентам самостоятельно составить уравнение сохранения энергии для турбины.

Заметим, что уравнение сохранения энергии в тепловой форме не рассматривает изменения давления в потоке газа.

#### 1.4.4. Уравнение первого закона термодинамики

По этому закону теплота, переданная объему газа, идет на изменение внутренней энергии  $du$  и совершение работы  $dL$  (против сил давления при изменении объема газа):

$$dQ = du + dL = c_v dT + pdv.$$

Для движущегося газа вместо внутренней энергии  $u$  энthalпией. Дифференцируя обе части уравнения, считывая, что  $c_v = c_p - R$ , получим  $pdv + vdp = RdT$ , отку:

$$c_v dT = (c_p - R)dT = c_p dT - RdT.$$

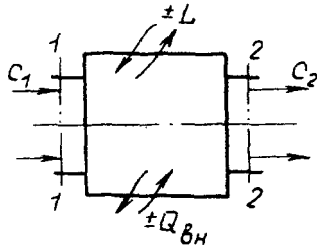
Тогда уравнение (1.5) можно представить так:

$$dQ = c_p dT - RdT + RdT - vdp = c_p dT - vdp$$

или

$$dQ = di - vdp. \quad (1.6)$$

Чтобы перейти к интегральной форме уравнения первого закона термодинамики, надо выделить в потоке частицу газа в сечении 1-1 (рис. 1.7) и проследить за ее движением до сечения 2-2. Изменение объема частицы (ее деформация) есть термодинамический процесс изменения состояния (расширения или сжатия). Интегрируя уравнение (1.6) от 1-1 до 2-2, получаем



$$Q = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho}, \quad (1.7)$$

где  $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$  - работа сжатия или

Рис. 1.7. К уравнению первого закона термодинамики

расширения движущегося газа.

В выражении (1.7) величина Q представляет собой сумму

$$Q = Q_{вн} + Q_r, \quad (1.8)$$

т.е. учитывает всю теплоту, сообщенную газу, включая и теплоту трения.

### 1.4.5. Обобщенное уравнение Бернулли

В газодинамике уравнение Бернулли получают из общего уравнения движения жидкости без учета энергообмена с внешней средой и (обычно) без учета вязкости газа. Получим обобщенное уравнение Бернулли, т.е. уравнение энергии с учетом энергообмена и наличия вязкости. С этой целью из уравнения сохранения энергии в форме (1.3) вычитают почленно уравнение первого закона термодинамики в форме (1.7):

$$L + Q_{вн} - Q_{вн} - Q_r = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - (i_2 - i_1) + \int_1^2 \frac{dp}{\rho}.$$

Учитывая, что  $Q_r = L_r$ , получаем

$$L = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r, \quad (1.9)$$

т.е. подведенная извне работа идет на сжатие или расширение газа, изменение его кинетической энергии и преодоление гидравлических потерь.

Вид уравнения Бернулли не зависит от теплообмена  $Q_{вн}$ . На самом деле внешний теплообмен количественно может изменить все члены уравнения.



Два ниже рассмотренных уравнения газовой динамики (количества движения и моментов количества движения) будут лишь сформулированы, но чуть позднее показано и их применение для оценки и анализа работы лопаточных машин.

#### 1.4.6. Уравнение количества движения (уравнение Эйлера)

В 1755 году Л. Эйлер распространил закон изменения количества движения для твердого тела на движение жидкости.

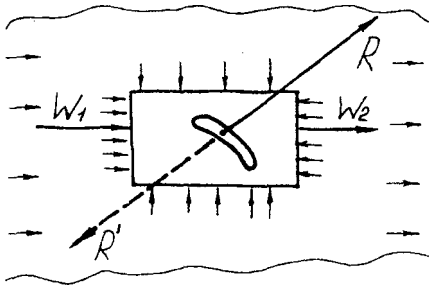


Рис. 1.8. К уравнению количества движения

Согласно этому закону, если вокруг обтекаемого тела (лопатки) выделить какую-то поверхность (см. контур на рис. 1.8) и действие массы жидкости за этой поверхностью заменить действием соответствующих сил давления и трения ( $\Sigma \bar{R}_{\text{кон}}$ ), а действие обтекаемого тела на выделенную массу

газа обозначить через  $\bar{R}'$ , то сумма действующих на выделенную массу газа сил ( $\Sigma \bar{R}_{\text{кон}} + \bar{R}'$ ) будет равна изменению секундного количества движения газа, вытекающего и втекающего в выделенный объем, т.е.

$$\Sigma \bar{R}_{\text{кон}} + \bar{R}' = \Sigma(G \bar{W}_2 - G \bar{W}_1). \quad (1.10)$$

Отметим, что сила воздействия газа на лопатку  $R = -R'$  (см. рис. 1.8).

#### 1.4.7. Уравнение моментов количества движения

Л. Эйлер распространил уравнение для момента количества движения твердого тела на жидкость. Это уравнение для жидкости формулируется так (см. рис. 1.9): *момент равнодействующей всех внешних и внутренних сил, действующих на выделенный объем жидкости, относительно произвольно выбранной оси, равен секунднему изменению момента количества*

движения массы выделенного объема жидкости относительно той же оси (т.е. секундному изменению момента количества движения жидкости, вытекающей из выделенного объема и втекающей в него):

$$M = G(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1). \quad (1.11)$$

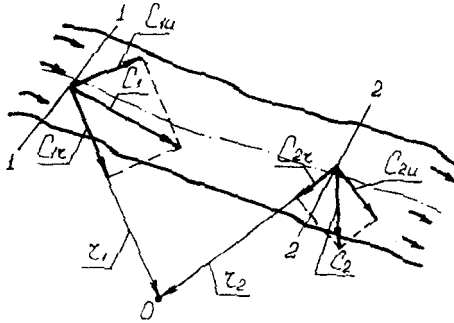


Рис. 1.9. К уравнению моментов количества движения

## 1.5. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

В теории лопаточных машин и авиационных двигателей широко используются безразмерные скорости:

- число Маха -  $M = \frac{c}{a}$ , где  $a = \sqrt{kRT}$  - местная скорость звука;

- приведенная скорость  $\lambda = \frac{c}{a_{кр}}$ , где  $a_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}$  - критическая скорость.

Критическая температура и критическая скорость связаны с температурой торможения следующими соотношениями:

$$\frac{T_{кр}}{T^*} = \frac{2}{k+1};$$

$$a_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT^*}.$$

Величины безразмерных скоростей (т.е.  $M$  и  $\lambda$ ) определяют характер течения рабочего тела в проточной части лопаточных машин. Практика показала, что во многих случаях целесообразно пользоваться некоторыми безразмерными функциями от чисел  $\lambda$  и  $M$ .

Рассмотрим некоторые газодинамические функции, используемые при расчете лопаточных машин.

Начнем с функции  $\tau = \frac{T}{T^*}$ , представляющей собой отношение температур при отсутствии теплообмена. С целью получения выражения  $\tau$

через  $\lambda$  и  $M$  воспользуемся уравнением сохранения энергии при отсутствии теплообмена и внешней работы.

$$i + \frac{c^2}{2} = i^* \quad \text{или} \quad c_p T + \frac{c^2}{2} = c_p T^*.$$

С учетом того, что  $c_p = \frac{k}{k-1} R$ , последнее уравнение можно записать так:

$$\frac{k}{k-1} RT + \frac{c^2}{2} = \frac{k}{k-1} RT^*,$$

откуда

$$T^* = T + \frac{c^2}{2 \frac{k}{k-1} R}. \quad (1.12)$$

Разделим обе части уравнения (1.12) на  $T^*$ :

$$1 = \frac{T}{T^*} + \frac{c^2}{\frac{2}{k-1} kRT^*}.$$

Тогда

$$\tau = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{c^2}{\frac{2}{k-1} kRT^*}.$$

В последнем уравнении выразим  $T^*$  через  $T_{кр}$  используя формулу (1.12) -

$T^* = T_{кр} \frac{k+1}{2}$ . В этом случае

$$\tau = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{c^2}{\frac{2}{k-1} kRT_{кр} \frac{k+1}{2}}$$

или

$$\tau = 1 - \frac{c^2}{kRT_{кр}} \frac{k-1}{k+1}$$

и окончательно

$$\tau = \frac{T}{T^*} = 1 - \lambda^2 \frac{k-1}{k+1}. \quad (1.13)$$

Чтобы выразить  $\tau = \frac{T}{T^*}$  через число Маха, величину  $T^*$  подставим в виде, представленном формулой (1.12). Тогда

$$\tau = \frac{T}{T + \frac{c^2}{2 \frac{k}{k-1} R}}$$

Разделим числитель и знаменатель правой части последнего уравнения на температуру  $T$ :

$$\tau = \frac{1}{1 + \frac{c^2}{\frac{2}{k-1} kRT}} = \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} \frac{c^2}{a^2}} = \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}. \quad (1.14)$$

Далее найдем выражение функции  $\pi = \frac{p}{p^*}$  через  $\lambda$  и  $M$ . Для этого используем уравнение изэнтропы  $\frac{p}{p^*} = \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ . Тогда с учетом формулы (1.13)

$$\pi = \frac{p}{p^*} = \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1.15)$$

Чтобы выразить  $\pi$  через  $M$ , используем формулу (1.14):

$$\pi = \left(\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1.16)$$

Функция  $\varepsilon$  представляет собой отношение  $\rho$  и  $\rho^*$ . Для изэнтропического процесса

$$\varepsilon = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Поэтому

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.17)$$

или

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (1.18)$$

Широко используемая газодинамическая функция  $q$  (приведенный расход) есть отношение плотности тока в потоке  $\rho c$  к максимально возможной плотности тока  $\rho_{кр} c_{кр}$ :

$$q = \frac{\rho c}{\rho_{кр} c_{кр}} = \frac{\rho}{\rho_{кр}} \lambda.$$

Но  $\frac{\rho}{\rho_{кр}} = \frac{\rho}{\rho^*} \frac{\rho^*}{\rho_{кр}} = \varepsilon \frac{\rho^*}{\rho_{кр}}$ ;  $\frac{\rho^*}{\rho_{кр}} = \left(\frac{T^*}{T_{кр}}\right)^{\frac{1}{k-1}}$  или  $\frac{\rho^*}{\rho_{кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$ , тогда

$q = \lambda \varepsilon \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$  или с учетом уравнений (1.17) и (1.18):

$$q = \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad (1.19)$$

$$q = \lambda \left(\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (1.20)$$

Приведенный расход достигает максимального значения ( $q_{\max} = 1$ ) при  $\lambda = M = 1$  (максимальная плотность тока). Увеличение и уменьшение  $\lambda$  от этого значения сопровождается уменьшением  $q$ .

Расход газа удобно подсчитывать с помощью газодинамических функций  $q(\lambda)$ . Получим уравнение для определения расхода с помощью  $q(\lambda)$ . С этой целью в выражении расхода  $G = c\rho F$  произведение  $c\rho$  выразим через

$q$ . Если  $q = \frac{c\rho}{a_{кр}\rho_{кр}}$ , то  $c\rho = qa_{кр}\rho_{кр}$ . Тогда

$$G = a_{кр}\rho_{кр}Fq(\lambda). \quad (1.21)$$

Известно, что  $a_{кр} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}RT^*}$ , а  $\rho_{кр} = \rho^* \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}$ , поэтому уравнение расхода можно представить в таком виде:

$$G = \sqrt{2\frac{k}{k+1}RT^*} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{p^*}{RT^*} Fq(\lambda). \quad (1.22)$$

Выполним преобразования:

$$\sqrt{2\frac{k}{k+1}RT^*} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{p^*}{RT^*} = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{p^*}{T^*}};$$

$$\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{p^*}{T^*}} = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p^*}{T^*}}.$$

Полученное выражение подставим в (1.22)

$$G = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p^*}{T^*}} Fq(\lambda).$$

Обозначим

$$\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = m, \text{ тогда}$$

$$G = m \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} Fq(\lambda). \quad (1.23)$$

Формулой (1.23) широко пользуются при расчете расхода газа.

Для воздуха при умеренных температурах:

$$k = 1,4; R = 287,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; m = 0,0404 \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}\right)^{\frac{1}{2}}.$$

Используются и другие функции от  $\lambda$ .

## 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В ГТД используются осевые и центробежные компрессоры. В настоящее время наиболее широкое распространение получили осевые компрессоры, позволяющие легко компоновать многоступенчатые конструкции с высокими значениями степени повышения давления  $\pi_k$ . Создание же многоступенчатых центробежных компрессоров сложно конструктивно, при этом заметно снижается их КПД. Поэтому центробежные компрессоры обычно выполняют одноступенчатыми, что позволяет реализовать значения  $\pi_k$  не более 5.

Отметим, что комбинированные (осецентробежные) компрессоры довольно часто применяют на вертолетных двигателях средней мощности.

Осевые компрессоры не только позволяют получать высокие КПД, но и по габаритам и массе в наибольшей степени удовлетворяют требованиям авиации.

Степень повышения давления в одной ступени осевого компрессора обычно не более 1,3...1,4, поэтому такие компрессоры выполняются всегда многоступенчатыми (от 5 до 17 ступеней). Поскольку сжатие в многоступенчатом компрессоре представляет собой ряд последовательно происходящих процессов сжатия в отдельных ступенях, необходимо рассмотреть принцип работы ступени. Для этого сначала познакомимся с терминологией, принятой для определения основных характерных размеров лопаток и их решеток.

### 2.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЛОПАТОК И ИХ РЕШЕТОК

Плоский лопаточный профиль (рис. 2.1) и плоская решетка (рис. 2.2) характеризуются рядом геометрических параметров.

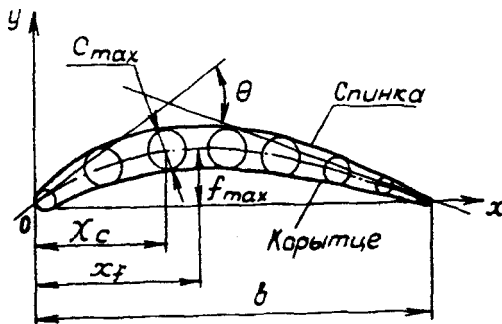


Рис. 2.1. Основные геометрические параметры профиля

**Для профиля характерны следующие параметры**

*Средняя линия профиля* - геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль. Обычно средняя линия - дуга круга или отрезок параболы с плавно меняющейся кривизной. *Хорда профиля*  $b_n$  - расстояние между точками пересечения средней линии с контуром профиля. *Корытце* - вогнутая часть профиля лопатки. *Спинка* - выпуклая часть профиля лопатки.  $S_{\max}$  - максимальная толщина профиля лопатки;  $f_{\max}$  - максимальный прогиб средней линии.

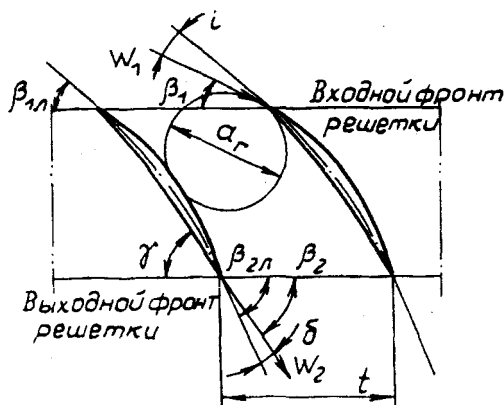


Рис. 2.2. Основные геометрические параметры решетки профилей

*Угол (конструктивный) угол*  $\beta_{1л}$  - угол между касательной к средней линии на входе и входным фронтом решетки. *Выходной лопаточный (конструктивный) угол*  $\beta_{2л}$  - угол между касательной к средней линии на выходе и выходным фронтом решетки. *Угол установки профиля*  $\gamma$  - угол между хордой и фронтом решетки. *Горло решетки*  $a_r$  - минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями. *Шаг решетки*  $t$  - расстояние между одноименными точками соседних профилей, измеренное по фронту. *Угол отставания*  $\delta - \delta = \beta_{2л} - \beta_2$ . *Угол атаки*  $i - i = \beta_{1л} - \beta_1$ .

Очень важными параметрами плоской решетки являются относительные параметры: *густота решетки*  $b_n/t = \bar{b}_n$  и обратное отношение - *относительный шаг*  $t/b_n = \bar{t}$ .

*Угол кривизны* профиля  $\theta$  - угол между касательными к средней линии, проведенными в точках ее пересечения с контуром профиля. Любая точка профиля может быть задана двумя координатами  $x$  и  $y$ .

**Для решетки профилей характерны следующие параметры**

*Входной фронт* решетки - линия, соединяющая крайние точки входных кромок лопаток. *Выходной фронт решетки* - линия, соединяющая крайние точки выходных кромок лопаток. *Входной лопаточный*

## 2.2. СХЕМА И ПРИНЦИП РАБОТЫ СТУПЕНИ

На рис. 2.3 показано меридиональное сечение ступени осевого компрессора. Сечение на входе в рабочее колесо обозначается индексом 1, на выходе из него - 2 и на выходе из направляющего аппарата - 3. Если ступень компрессора мысленно рассечь цилиндрической поверхностью радиуса  $r$  (см. рис. 2.3) и развернуть ее на плоскость, то получим *плоскую решетку профилей*. Рассмотрим плоскую решетку профилей, полученную на радиусе  $r$  (рис. 2.4). Воздух набегаает на рабочее колесо в общем случае с некоторой скоростью  $c_1$  под углом  $\alpha_1$  к фронту решетки.

На входных кромках рабочего колеса воздух начинает участвовать в двух движениях: с переносной скоростью  $u$ , с которой вращается рабочее колесо на радиусе  $r_2$  и с относительной скоростью  $w_1$  в межлопаточных каналах, тогда  $w_1 = c_1 - u$ . Угол потока в относительном движении составляет с фронтом решетки величину  $\beta_1$ . Обычно лопатки выполняются так, чтобы входной конструктивный угол  $\beta_{1л}$  был на  $3...8^\circ$  больше угла  $\beta_1$  (т.е.  $i = (+3...8^\circ)$ ).

Выходной конструктивный угол  $\beta_{2л}$  всегда больше  $\beta_{1л}$ . При этом межлопаточный канал получается расширяющимся (диффузорным). Лопатки рабочего колеса воздействуют на поток воздуха силой  $\bar{R}$ . Ее окружная составляющая  $R_u$  осуществляет подвод работы. За счет подведенной работы увеличивается и давление, и скорость потока, т.е.  $c_2 > c_1$ , а угол потока в абсолютном движении на выходе из рабочего колеса составляет  $\alpha_2$ .

Осевая составляющая  $R_a$  выполняет роль поршня, проталкивающего воздух в относительном движении в диффузорные межлопаточные каналы. Поэтому  $w_2 < w_1$ . При этом  $c_2 = w_2 + u$ .

Поскольку воздух в относительном движении в каналах рабочего колеса тормозится, его давление и температура возрастают. С целью обеспечения безударного входа, входной лопаточный угол лопаток направляющего аппарата  $\alpha_{2л}$  (рис. 2.4) выполняется так, чтобы он был примерно равен углу  $\alpha_2$  потока воздуха.

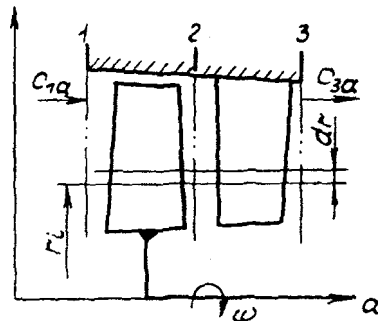


Рис. 2.3. Меридиональное сечение ступени осевого компрессора



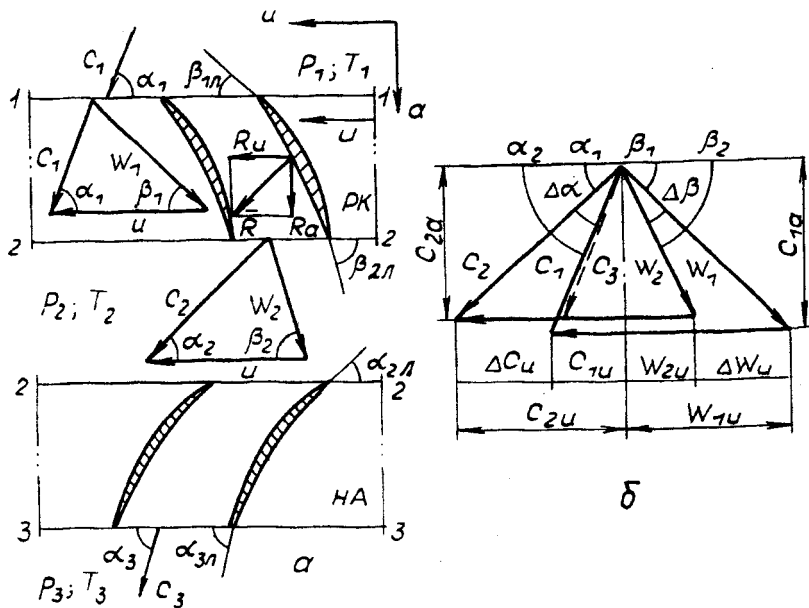


Рис. 2.4. Схема потока в компрессорной решетке: а - течение воздуха в плоских решетках; б - план скоростей

Межлопаточные каналы направляющего аппарата также выполняются диффузорными (т.е.  $\alpha_{3n} > \alpha_{2n}$ ). Поэтому  $c_3 < c_2$ , а статическое давление и температура продолжают возрастать.

Угол выхода потока из направляющего аппарата  $\alpha_3$  примерно равен углу  $\alpha_{3n}$ , который в свою очередь выбирается таким, чтобы он был примерно равен углу  $\alpha_1$ . Величины осевых составляющих абсолютных скоростей на входе в рабочие лопатки и на выходе из них изменяются незначительно, т.е.  $c_{1a} \approx c_{2a}$ . Поэтому, если совместить треугольники скоростей на входе и выходе в одном полюсе, получим так называемый *план скоростей компрессорной ступени*.

На рис. 2.4,б приведен такой план скоростей. На нем показаны векторы абсолютных и относительных скоростей, а также углы поворота потока в решетках  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$  и  $\Delta\alpha = \alpha_3 - \alpha_2$ .

Итак, межлопаточные каналы и рабочего колеса, и направляющего аппарата имеют диффузорный характер, т.е. *поток воздуха  $u$  в относительном (в РК), и в абсолютном (в НА) движениях тормозится, что сопровождается ростом статического давления воздуха.*

Как уже отмечалось, диффузорный процесс сопровождается повышенными потерями, поэтому величины  $\Delta B$  (и  $\Delta \alpha$ ) ограничивают обычно значениями в  $20...30^\circ$ . При больших значениях углов поворота потока в решетке появляется срыв потока на спинках лопаток.

На рис. 2.5 показан примерный характер изменения параметров потока при движении вдоль оси ступени. На лопатках рабочего колеса воздуху передается энергия, поэтому увеличиваются и абсолютная скорость  $c$ , и давление (как статическое, так и давление торможения). Относительная скорость снижается ( $w_2 < w_1$ ).

Подвод энергии к воздуху и повышение давления сопровождаются ростом температуры - статической  $T_2$  и (особенно) полной  $T_2^*$ . В направляющем аппарате абсолютная скорость уменьшается, что ведет к росту статического давления. При этом давление торможения из-за наличия гидравлических потерь несколько снижается. Рост статического давления сопровождается ростом статической температуры. Полное же значение температуры на лопатках направляющего аппарата остается неизменным.

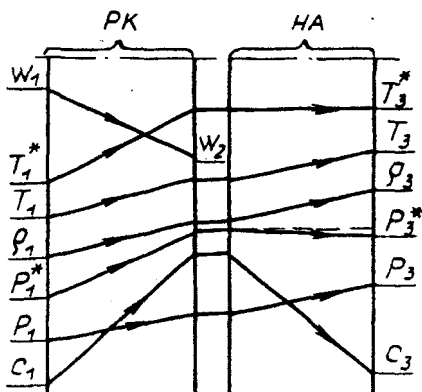


Рис. 2.5. Изменение параметров потока в ступени осевого компрессора

### 2.3. УДЕЛЬНАЯ ОКРУЖНАЯ РАБОТА В КОМПРЕССОРЕ

В теории лопаточных машин широко пользуются понятием *элементарная ступень*.

*Элементарной ступенью называют ступень с радиальной протяженностью  $\Delta r$ , в пределах которой параметры не меняются вдоль радиуса  $r$  (рис. 2.3).*

Применим уравнение моментов количества движения (1.10) к течению жидкости в элементарной ступени (рис. 2.6):

$$\Delta M_x = \Delta G(c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1), \quad (2.1)$$

где  $\Delta G$  - секундный расход воздуха через элементарную ступень;

$\Delta M_x$  - момент сил, которые действуют на воздух, проходящий через элементарную ступень в секунду;

$r_1$  и  $r_2$  - радиусы входа и выхода потока из элементарной ступени.

Умножим обе части уравнения (2.1) на угловую скорость  $\omega$ :

$$\Delta M_k \omega = \Delta G(c_{2u} r_2 \omega - c_{1u} r_1 \omega).$$

Учитывая, что  $\Delta M_k \omega = \Delta N_k$  и  $r \omega = u$ , получим

$$\Delta N_k = \Delta G(c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1).$$

Поскольку для осевого компрессора  $r_2 = r_1$  и  $u_2 = u_1 = u$ , то

$$\Delta N_k = \Delta G u (c_{2u} - c_{1u}).$$

Разделив  $\Delta N_k$  на  $\Delta G$ , найдем теоретическую работу, приходящуюся на 1 кг газа, т.е. удельную теоретическую работу на окружности колеса  $L_u$ :

$$L_u = \frac{\Delta N_k}{\Delta G} = u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (2.2)$$

Из плана скоростей (рис. 2.4,6) следует, что  $c_{2u} - c_{1u} = \Delta c_u$ ;  $w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u$ ;  $\Delta c_u = \Delta w_u$ . Поэтому уравнение (2.2) можно записать в таком виде:

$$L_u = u \Delta w_u = u \Delta c_u. \quad (2.3)$$

Таким образом, с помощью уравнения Эйлера получено простое, но очень важное уравнение, которое показывает, что удельная окружная работа, подводимая в элементарной

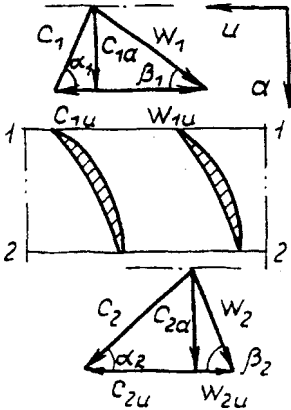
Рис. 2.6. К применению уравнения момента количества движения для компрессорной решетки

ступени компрессора к каждому килограмму воздуха, тем больше, чем больше окружная скорость и разность окружных составляющих относительных скоростей на входе в рабочее колесо и на выходе из него.

Величину разности окружных составляющих относительных или абсолютных скоростей на выходе и входе  $w_{1u} - w_{2u} = c_{2u} - c_{1u} = \Delta w_u = \Delta c_u$  называют закруткой потока на лопатках рабочего колеса.

Итак, величину окружной работы  $L_u$  можно увеличить за счет увеличения окружной скорости рабочих лопаток. Величину  $u = \frac{\pi D n}{60}$ , т.е.  $u$  можно увеличить путем увеличения частоты вращения  $n$  и увеличения диаметра диска, на котором закреплены лопатки.

В то же время  $L_u$  зависит от величины закрутки  $\Delta w_u = \Delta c_u$ . Последняя увеличивается путем увеличения диффузорности каналов, образованных и лопатками РК, и лопатками НА. Однако, как уже отмечалось, и  $\Delta \beta$ , и  $\Delta \alpha$



ограничены значениями в 20...30°. При больших углах поворота возникает срыв потока на спинках лопаток.

## 2.4. РАБОТА СЖАТИЯ И КПД СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Итак, работа, которая подводится к единице массы воздуха в межлопаточных каналах на окружности колеса  $L_u = u\Delta W_u$ .

Однако работа, которая требуется для сжатия  $L_{ст}$ , больше на величину потерь, связанных с трением диска колеса о воздух  $\Delta L_d$  и утечками воздуха в радиальный зазор  $\Delta L_{звз}$ .

Для ступеней современных компрессоров сумма  $\Delta L_d + \Delta L_{звз}$  не превышает 1,5...2% от величины  $L_u$  [12], поэтому в расчетах обычно принимают  $L_{ст} = L_u$ . Это дает возможность ввести простое определение КПД ступени компрессора.

С этой целью изобразим процесс сжатия в ступени в координатах  $p-v$  и  $T-s$  (термодинамические диаграммы приведены на рис. 2.7): линия 1-3<sub>с</sub> - сжатие без потерь; линия 1-3 - действительный процесс сжатия. Причем линия 1-2 - сжатие в рабочем колесе, а 2-3 - в направляющем аппарате.

Известно, что в действительном процессе сжатия в компрессоре происходят дополнительные затраты энергии, связанные с преодолением гидравлических потерь (трение воздуха о стенки проточной части; взаимное трение слоев потока, движущихся с разными скоростями; вихревое движение частиц воздуха; изменение направления направления скорости потока). Все гидравлические потери  $\Delta L_r$  превращаются в теплоту, которая передается сжимаемому воздуху. При этом для сжатия более нагретого воздуха требуются дополнительные затраты энергии  $\Delta L_v$ . Чем меньше гидравлические потери, тем меньше дополнительный подогрев потока (следовательно, тем меньше разница  $\Delta T - \Delta T_s$ ).

Отношение изоэнтропического подогрева воздуха в ступени ( $\Delta T_s = T_{3s} - T_1$ ) к действительному подогреву ( $\Delta T = T_3 - T_1$ ) называют изоэнтропическим КПД ступени. Его определяют по статическим параметрам:

$$\eta_{ст} = \frac{\Delta T_s}{\Delta T}. \quad (2.4)$$

Изоэнтропический КПД характеризует термодинамическое совершенство ступени. Умножим числитель и знаменатель правой части полученного уравнения на  $\frac{k}{k-1}R$ , т.е. на  $c_p$ :

$$\eta_{ст} = \frac{\frac{k}{k-1}R(T_{3s} - T_1)}{c_p(T_3 - T_1)} = \frac{L_{ст}}{i_3 - i_1}. \quad (2.5)$$

В последнее уравнение входят значения энтальпии потока, поэтому целесообразно рассмотреть процесс сжатия в координатах  $i-s$  (рис. 2.8). В этой ди-

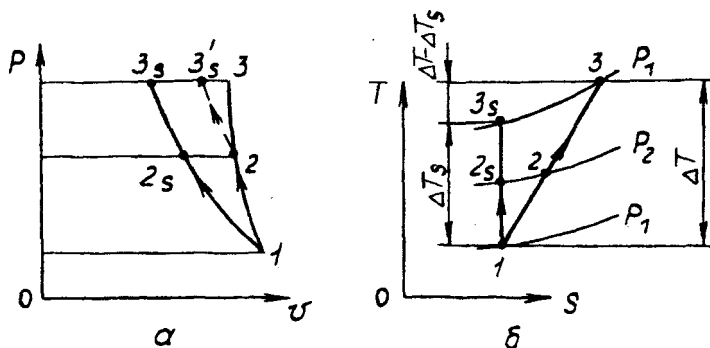


Рис. 2.7. Изображение процесса сжатия в ступени осевого компрессора: а - в  $p-v$  - диаграмме; б - в  $T-s$  - диаграмме

аграмме все энергетические величины изображаются вертикальными отрезками. В частности, отрезок  $1-3_s$  - работа изэнтропического сжатия;  $1-3$  - работа действительного сжатия. Тогда, полагая  $c_3 \approx c_1$ , получим  $i_{3s} - i_1 = L_{scT}$  и  $i_3 - i_1 = L_{cT}$ . Разница  $L_{cT} - L_{scT} = (i_3 - i_1) - (i_{3s} - i_1) = \Delta L_{тр} + \Delta L_v$  представляет собой суммарные потери энергии в ступени при наличии трения. Если в уравнении (2.5) заменить  $(i_3 - i_1)$  на  $L_{cT}$ , получим (с учетом  $L_{cT} = L_u$ )

$$\eta_{cT} = \frac{L_{scT}}{L_{cT}} \approx \frac{L_{scT}}{L_u} \quad (2.6)$$

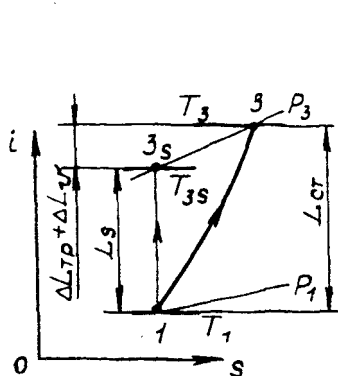


Рис. 2.8. Изображение процесса сжатия в ступени осевого компрессора в  $i-s$  - диаграмме

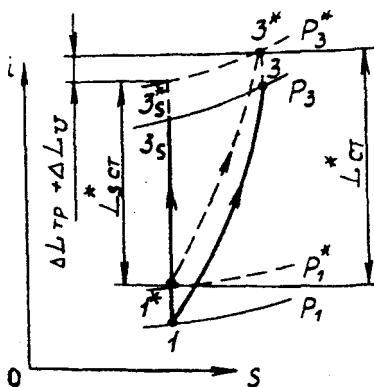


Рис. 2.9. Процесс сжатия в  $i-s$  - диаграмме в параметрах торможения ( $c_1 = c_3$ )

При расчетах компрессора можно использовать параметры заторможенного потока (рис. 2.9), тогда КПД ступени будет иметь такой вид:

$$\eta_{с\tau}^* = \frac{T_{3s}^* - T_1^*}{T_3^* - T_1^*}. \quad (2.7)$$

Это уравнение удобно в том отношении, что позволяет определять КПД по температурам  $T_1^*$  и  $T_3^*$ , измеренным с помощью термпар, установленных в потоке.

Отметим, что с учетом  $c_1 \approx c_3$  и слабого изменения теплоемкости воздуха в ступени (не в компрессоре)  $L_{s\text{ст}}^* \approx L_{s\text{ст}}$ ,  $L_{с\tau}^* \approx L_{с\tau}$  и  $\eta_{с\tau}^* \approx \eta_{с\tau}$  (с точностью до 1%). У современных ГТД  $\eta_{с\tau} = 0,86...0,92$ , т.е. ступени аэродинамически совершенны. Выражение (2.4) можно привести к виду

$$\eta_{с\tau}^* = \frac{\frac{T_{3s}^*}{T_1^*} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1} = \frac{\left(\frac{P_{3s}^*}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1}. \quad (2.8)$$

Последнее выражение позволяет вычислить  $\eta_{с\tau}^*$  по измеренным давлениям и температурам на входе в ступень и выходе из нее, что обусловило его широкое применение в экспериментальной практике.

## 2.5. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ

Основные параметры ступени принято условно разделять на три группы: геометрические, кинематические и энергетические (или термодинамические).

**Геометрические параметры ступени** показаны на рис. 2.10. Характерными размерами ступени в любом контрольном сечении являются: наружный (периферийный) диаметр  $D_k$ ; втулочный диаметр  $D_{вт}$ ; средний диаметр  $D_{ср} = (D_k + D_{вт})/2$ ; высота лопаток  $h_n = (D_k - D_{вт})/2$ ; ширина венца  $S_{рх}$  и  $S_{на}$ , величина осевого зазора  $\delta_0$ , определяемые на текущем радиусе  $r$ ; радиальный зазор  $\delta_r$  между наружным диаметром рабочего колеса и диаметром статора.

В практике расчетов широко пользуются относительными геометрическими параметрами. В частности, относительная высота лопаток характеризуется относительным диаметром втулки  $\bar{d}_{вт} = D_{вт}/D_k$  (на первых ступенях  $\bar{d}_{вт} = 0,35...0,50$ , на последних -  $\bar{d}_{вт} = 0,80...0,90$ ). Уменьшение  $\bar{d}_{вт}$  ниже  $0,30...0,35$  не имеет смысла, так как площадь проходного сечения при этом увеличивается незначительно, а размещение лопаток на диске усложняется.

Удлинение лопаток определяется как отношение  $\bar{h}_n = h_n/S_{ср}$ . Для первых ступеней  $\bar{h}_n \approx 3,5...4,5$ , для последних -  $\bar{h}_n = 1...2$ .

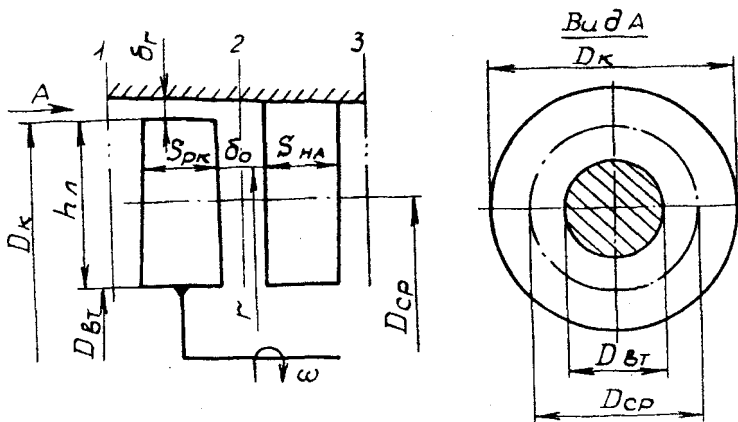


Рис. 2.10. Основные геометрические параметры ступени осевого компрессора

Кинематические параметры могут быть наглядно представлены планом скоростей.

В качестве наиболее характерного параметра принимается окружная скорость на периферийном диаметре рабочего колеса во входном сечении  $u_{1к}$ , которая во многом определяет величину  $L_{ст}$  и других важнейших параметров. Для современных компрессоров  $u_{1к} = 300..600$  м/с. Дальнейшее увеличение  $u_{1к}$  ограничено прочностью лопаток и диска.

Очень важным параметром ступени является осевая составляющая скорости  $c_{1а}$ , так как от ее величины зависит расход воздуха через компрессор при выбранной площади входа  $F_1$ . Казалось бы, что с этой точки зрения необходимо принимать  $c_{1а}$  близкой к скорости звука, когда максимальна плотность тока ( $c_{1а} \rho$ ). Но два обстоятельства против такого выбора:

плотность тока на больших дозвуковых скоростях изменяется очень медленно: так, с изменением  $c_{1а}$  от  $0,7a_1$  до  $c_{1а} = a_1$  плотность тока увеличивается только на 8 % [3, 14]. А главное, при увеличении  $c_{1а}$  интенсивно растет скорость  $w_1$ , которая может достичь сверхзвуковых значений, что сопровождается резким увеличением потерь энергии.

Для первых ступеней рекомендуется принимать  $c_{1а} = 180..230$  м/с, для последних - 110...140 м/с. *Внимание!* Скорость  $c_{1а}$  от первой к последней ступени существенно снижают. Это делается главным образом с целью увеличения высоты лопаток последних ступеней, что позволяет существенно снизить концевые потери.





где коэффициент нагрузки ступени  $\mu$  принимает значения в диапазоне 0,25...0,70.

**Энергетические параметры ступени:** работа сжатия  $L_{ст}$ ; степень повышения давления  $\pi_{ст}$ ; КПД ступени  $\eta_{ст}$ ; степень реактивности  $\rho_{ст}$ .

*Параметр  $L_{ст}$*  зависит от типа ступени. Его величина может меняться от 15 до 45 кДж/кг.

*Степень повышения давления  $\pi_{ст}$*  также зависит от типа ступени и может иметь величину 1,15...1,75. При этом большие значения  $\pi_{ст}$  соответствуют более высоким  $\lambda_{w_1}$  и  $\lambda_{c_2}$ .

*КПД ступени  $\eta_{ст}$*  - чем больше  $\lambda_{w_1}$  и  $\lambda_{c_2}$ , тем меньше КПД. Как уже отмечалось у современных компрессоров ГТД  $\eta_{ст} = 0,85...0,92$ .

*Степень реактивности  $\rho_{ст}$*  оценивает распределение работы сжатия между рабочим колесом и направляющим аппаратом:

$$\rho_{ст} = \frac{L_{ср К}}{L_{ср Т}} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_{3s} - i_1} \quad (2.15)$$

Часто выражение (2.15) без большой погрешности заменяют отношением

$$\rho_{ст} = \frac{L_{р К}}{L_{ср Т}} = \frac{i_2^* - i_1^*}{i_3 - i_1} \quad (2.16)$$

Запишем на основании (1.3) уравнение сохранения энергии для рабочего колеса и ступени в целом. Для рабочего колеса:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_{ср Т} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad \text{или} \quad L_{ср Т} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

тогда

$$i_2 - i_1 = L_{ср Т} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}.$$

Для ступени:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_{ср Т} = i_3 + \frac{c_3^2}{2} \quad \text{или} \quad L_{ср Т} = (i_3 - i_1) + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2},$$

откуда

$$i_3 - i_1 = L_{ср Т} - \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}.$$

Согласно (2.16)

$$\rho_{ст} = \frac{L_{ср Т} - 0,5(c_2^2 - c_1^2)}{L_{ср Т} - 0,5(c_3^2 - c_1^2)}.$$

Полагая  $c_1 = c_3$  и  $c_{1a} = c_{2a}$ , получаем

$$\rho_{ст} = \frac{L_{ср Т} - 0,5(c_{2н}^2 - c_{1н}^2)}{L_{ср Т}} = 1 - \frac{0,5(c_{2н} - c_{1н})(c_{2н} + c_{1н})}{u \Delta w_n}.$$

или

$$\rho_{сг} = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u} \quad (2.17)$$

Но  $c_{2u} = c_{1u} + \Delta c_u$ , тогда выражение для  $\rho_{сг}$  можно записать так:

$$\rho_{сг} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2u} \quad (2.18)$$

Говорить о влиянии  $u$  на  $\rho_{сг}$  сложно, т.к. при изменении  $u$  изменяется и  $\Delta c_u$ . В то же время влияние  $c_{1u}$  (т.е. окружной составляющей абсолютной скорости перед входом на рабочие лопатки) на  $\rho_{сг}$  однозначно - с уменьшением  $c_{1u}$  значение  $\rho_{сг}$  увеличивается.

Величину  $c_{1u}$  называют *предварительной закруткой*. Она может осуществляться и в сторону вращения колеса ( $+c_{1u}$ ), и против вращения ( $-c_{1u}$ ).

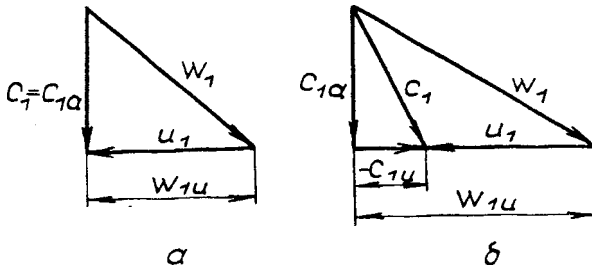


Рис. 2.12. К вопросу о влиянии предварительной закрутки потока:  
а - без закрутки; б - закрутка против вращения

Рассмотрим вначале закрутку против вращения колеса (рис. 2.12,б). Для сравнения на рис. 2.12,а изображен треугольник для случая осевого входа ( $c_{1u} = 0$ ), а на рис. 2.12,б - треугольник с закруткой ( $-c_{1u}$ ). При наличии отрицательной закрутки и  $u = \text{const}$  существенно возрастает величина  $w_1$ , а следовательно,  $w_{1u}$  и  $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}$ . В результате увеличивается  $L_{сг} = u \Delta w_u$ . Однако при этом возрастает  $\lambda_{w1}$ , что может привести к интенсивному росту потерь.

Рассмотрим закрутку по вращению колеса. Для сравнения на рис. 2.13 приведены треугольники с осевым входом (а) и с закруткой (б), (в). При закрутке  $+c_{1u}$  и  $u = \text{const}$  существенно уменьшается  $\lambda_{w1}$ , а также  $w_{1u}$ , что сопровождается снижением  $L_{сг} = u \Delta w_u$ . Если же сохранить величину  $w_1$  на прежнем уровне (как и при осевом входе), то можно существенно увеличить  $u$  (рис. 2.13,в), а значит и  $L_{сг}$ . Таким образом, положительную закрутку в на-

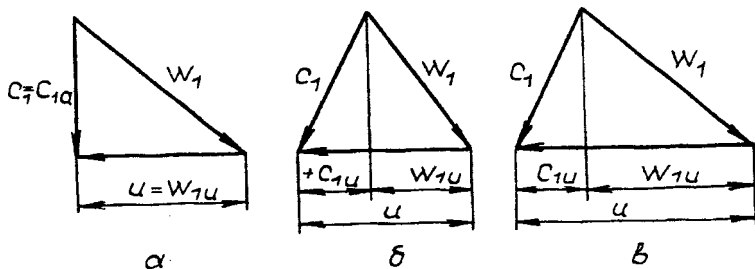


Рис. 2.13. К вопросу о влиянии предварительной закрутки в сторону вращения колеса

правлении вращения колеса можно выполнять для уменьшения  $\lambda_{w1}$  при  $u = \text{const}$  или для увеличения  $L_{ct}$  при условии сохранения  $\lambda_{w1}$ .

Для осуществления предварительной закрутки потока на входе в первое рабочее колесо перед ним необходимо устанавливать входной направляющий аппарат.

## 2.6. УСЛОВИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ СТУПЕНЕЙ, РАСПОЛОЖЕННЫХ НА РАЗЛИЧНЫХ РАДИУСАХ

Все предыдущие рассуждения о рабочем процессе ступени осевого компрессора проводились для элементарной ступени. Действительная ступень представляет собой совокупность бесконечно большого числа элементарных ступеней. Рассмотрим принципиальные отличия в рабочем процессе элементарных ступеней на различных радиусах. Для этого в ступени компрессора (рис. 2.14) выделим три радиуса ( $r_{вн}$ ,  $r_{ср}$  и  $r_{к}$ ) и построим для них треугольники скоростей на входе в рабочее колесо.

С увеличением радиуса, на котором расположена элементарная ступень, возрастает окружная скорость  $u = r \omega$ . Если в первом приближении предположить, что скорость  $c_1$  на входе в лопатки по радиусу не изменяется, то увеличение  $u$  вызывает уменьшение угла  $\beta_1$ , т.е. этот угол уменьшается от корня к концу лопаток. *Чтобы иметь оптимальный угол атаки по всей длине лопатки, надо уменьшить лопаточные углы от втулки к периферии* (см. рис. 2.14,б).

В действительности величина скорости  $c_1$  может быть одинаковой по высоте лопатки только перед рабочим колесом первой ступени. Перед рабочим колесом любой другой ступени абсолютная скорость  $c_1$  уменьшается от втулки к периферии лопаток. Это происходит даже в том случае, когда  $c_1$  перед рабочим колесом имеет осевое направление, т.е. даже

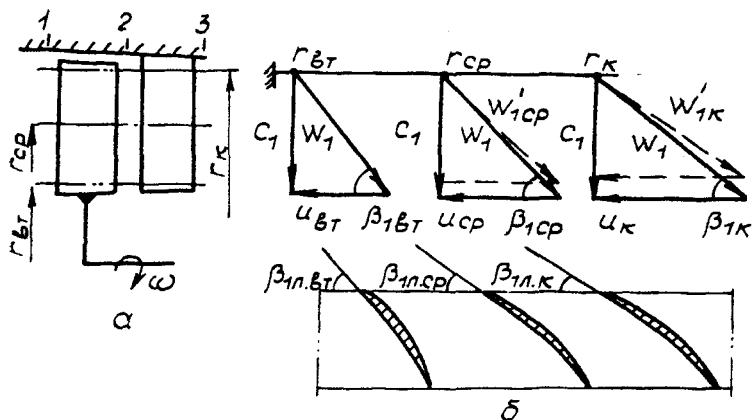


Рис. 2.14. Условия работы элементарных ступеней на различных радиусах; а - схема ступени; б - треугольники скоростей на входе в рабочее колесо

тогда, когда поток перед входом в рабочее колесо не имеет закрутки и нет центробежных сил в зазоре. Дело в том, что в предыдущей решетке имела место окружная составляющая скорости и, следовательно, наблюдалось действие центробежных сил, которое вызывало рост давления к периферии.

В зазоре за решеткой, перед следующим рабочим колесом, на периферии лопаток повышенное давление сохраняется. В зазоре работа к потоку не подводится (потери пренебрегаем), поэтому *рост давления к периферии лопаток обуславливает снижение величины абсолютной скорости потока*. Следовательно, углы  $\beta_1$  от втулки лопатки к ее концу уменьшаются значительно (см. пунктирные линии на рис. 2.14,б), чем при учете влияния изменения только величины  $u$ . В связи с этим для обеспечения оптимального угла атаки по всей высоте лопаток угол  $\beta_{1n}$  надо соответственно уменьшать от втулки к концу лопаток. Чтобы обеспечить оптимальный угол натекания потока на лопаточный венец, следующий за осевым зазором, необходимо знать изменение угла  $\beta_1$  по высоте лопатки и соответственно изменять угол  $\beta_{1n}$ , т.е. форму профиля лопатки.

Условимся, что течение рабочего тела происходит по кольцевым поверхностям близким к цилиндрическим.

Чтобы установить основные закономерности течения, выделим в зазоре элементарный объем между бесконечно близкими радиусами  $r$  и  $r+dr$  и двумя плоскостями, проходящими через ось симметрии под углом  $d\varphi$  (рис. 2.15). Длина выделенного элемента вдоль оси равна единице.

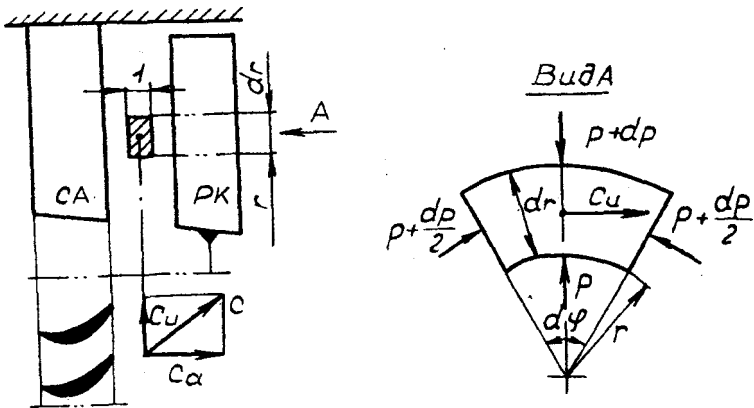


Рис. 2.15. К совместной работе элементарных ступеней, расположенных на разных радиусах

Поскольку движение осуществляется по коаксиальным цилиндрическим поверхностям, центробежная сила уравнивается силами гидродинамических давлений:  $dF_{\text{цен}} = dF_{\text{гидр}}$ . Для единицы длины зазора (см. рис. 2.15 и 2.16)

$$dF_{\text{гидр}} = (p+dp)(r+dr)d\phi - prd\phi - 2(p+dp/2)dr \cdot \sin(d\phi/2).$$

Ввиду малости угла  $d\phi/2$  принимаем  $\sin(d\phi/2) = d\phi/2$ , и тогда последнее уравнение будет иметь следующий вид:

$$dF_{\text{гидр}} = (p+dp)(r+dr)d\phi - prd\phi - 2(p + \frac{dp}{2})dr \frac{d\phi}{2}. \quad (2.19)$$

Центробежная сила  $dF_{\text{цен}} = dm \frac{c_u^2}{r}$ . Масса выделенного объема рабочего тела (см. рис. 2.17):

$$dm = (r+dr/2)d\phi dr \rho \cdot 1,$$

где  $\rho$  - массовая плотность рабочего тела.

$$\text{Тогда} \quad dF_{\text{цен}} = (r+dr/2)d\phi dr \rho (c_u^2/r), \quad (2.20)$$

где  $c_u^2/r$  - центробежное ускорение.

Согласно условию равновесия приравняем правые части уравнений (2.19) и (2.20), тогда получим

$$\frac{pr+dr+pd\phi+dpdr-pr-pdr-\left(\frac{dp}{2}\right)}{\left(\frac{r+dr}{2}\right)dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}.$$

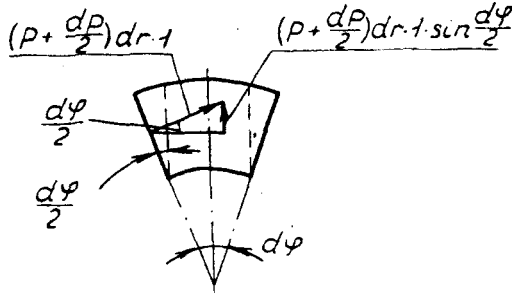


Рис. 2.16. К определению усилий, действующих на выделенный объем

Выполнив несложные преобразования, приведем полученное уравнение к виду

$$\frac{dp(r + \frac{dr}{2})}{(\frac{r+dr}{2})dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}.$$

Окончательно получим

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}. \quad (2.21)$$

Выражение (2.21) часто называют уравнением радиального равновесия. Из уравнения следует, что градиент давления по радиусу - величина положительная, так как правая часть (2.21) положительная. Следовательно, с увеличением радиуса давление растет, и тем быстрее, чем больше  $\rho$  и центробежное ускорение  $\frac{c_u^2}{r}$ .

(Внимание! При  $c_u = \text{const}$  по высоте лопатки с увеличением  $r$

уменьшается градиент давления  $\frac{dp}{dr}$ .

т.е. снижается интенсивность роста давления, но давление от корня к периферии лопаток растет).

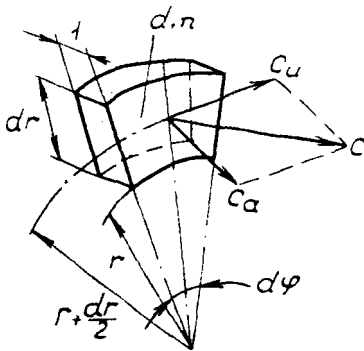


Рис. 2.17. К определению усилий на выделенный объем

Итак, для достижения высокого КПД ступени стремятся спроектировать ступень так, чтобы угол атаки был оптимальным по всей высоте лопатки, а для этого необходимо уменьшение угла  $\beta_{1r}$  от корня к периферии лопаток. Кроме того, стремятся спроектировать ступень так, чтобы течение в ней происходило по цилиндрическим коаксиальным поверхностям (тогда  $c_r = 0$ ), что можно реализовать при условии выполнения уравнения (2.21).

Чтобы установить изменение скорости потока по высоте лопаток, надо исключить величину давления из выражения (2.21). Связь между скоростью и давлением дает уравнение Бернулли. Для струйки тока в зазоре ( $L = 0$ ), пренебрегая потерями ( $L_r = 0$ ), это уравнение можно записать так:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0.$$

Здесь индексы 1 и 2 соответствуют входу в осевой зазор и выходу из него. В такой форме оно справедливо только вдоль поверхности (струйки) тока. Однако если принять допущение, что процесс изменения состояния для всех поверхностей (струек) тока протекает по одной и той же политропе, то уравнение можно почленно продифференцировать по радиусу:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr} = 0. \quad (2.22)$$

Заменив значение  $dp/dr$  из выражения (2.21), получим

$$\frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr} = 0. \quad (2.23)$$

Поскольку  $c^2 = c_a^2 + c_u^2$ , то

$$\frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc_u^2}{dr} = 0. \quad (2.24)$$

Последнее уравнение дает связь между составляющими скорости потока в элементарной ступени и радиусом, на котором эта ступень расположена. Но в него входят две неизвестные величины -  $c_u$  и  $c_a$ . Поэтому для его решения одна из переменных должна быть задана.

В лопаточных машинах обычно задаются изменением  $c_u$  вдоль радиуса, т.е. задаются функцией  $c_u = f(r)$ . Такие зависимости называют *законами закрутки*. Принятый закон закрутки определяет распределение параметров потока вдоль радиуса лопатки.

Чаще всего используют:

- закон постоянной циркуляции ( $c_{ur} = \text{const}$ );
- закон постоянной реактивности ( $\rho_{cr} = \text{const}$ );
- закон твердого тела ( $c_u / r = \text{const}$ ).

Рассмотрим первые два закона.

## 2.7. СТУПЕНЬ С ПОСТОЯННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Для осевых ступеней компрессора зависимость  $c_u = f(r)$  обычно задают в виде  $c_u r = \text{const}$ . Этот закон называется *законом свободного вихря*.

Вспомним некоторые понятия из гидрогазодинамики и математики. Безвихревой поток является *потенциальным* [11]. Вектор, являющийся градиентом некоторого скаляра, называют *потенциальным вектором*. Потенциальные векторы обладают особым, характеризующим их свойством, связанным с понятием *линейного интеграла вектора вдоль некоторой кривой*. Линейный интеграл вектора по замкнутой кривой определяет *циркуляцию вектора по этой кривой*.

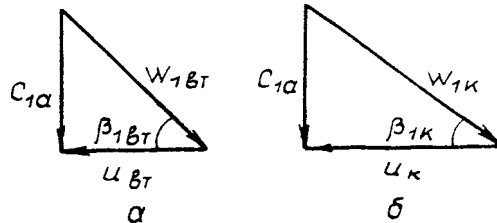
Из гидрогазодинамики известно, что закон  $c_u r = \text{const}$  определяет условие безвихревого течения, когда внутреннее трение между отдельными слоями газа отсутствует. Надо ожидать, что в этом случае меньше потери энергии, а следовательно, и более высокий КПД ступени по сравнению с другими законами изменения величины  $c_u$  по радиусу.

Если при законе  $c_u r = \text{const}$  вычислить циркуляцию скорости вокруг любой замкнутой окружности радиуса  $r$  (причем ось окружности совпадает с осью колеса) с помощью выражения  $\Gamma = \int_0^{2\pi} c_u r d\theta = c_u r 2\pi$ , то при условии  $c_u r = \text{const}$ , величина циркуляции  $\Gamma$  не зависит от  $r$ .

Ступени, спроектированные по закону свободного вихря, называют ступенями с постоянной циркуляцией. Рассмотрим изменение параметров потока и его кинематику вдоль радиуса лопатки при законе  $\Gamma = \text{const}$ . В этом случае  $c_{1u} r = \text{const}$  и  $c_{2u} r = \text{const}$ , т.е. окружные составляющие перед рабочим колесом и за ним изменяются обратно пропорционально радиусу. Используя уравнение (2.2) оценим изменение  $L_u$  вдоль радиуса:

$$L_u = u(c_{2u} - c_{1u}) = \omega r(c_{2u} - c_{1u}) = \omega(c_{2u} r - c_{1u} r). \quad (2.25)$$

Но  $c_{1u} r = \text{const}$  и  $c_{2u} r = \text{const}$ , тогда и  $L_u = \text{const}$ , т.е. на всех радиусах колесо сообщает воздуху одну и ту же энергию. Из уравнения (2.25) однозначно следует, что с увеличением  $r$  закрутка  $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$  уменьшается.



Если в уравнение (2.24) подставить  $c_u = \text{const}$  по законе  $c_u r = \text{const}$ : а - втулочное сечение; б - периферийное



$= \text{const}/r$ , то получим  $dc_a^2/dr = 0$ , т.е.  $c_{1a} = \text{const}$  и  $c_{2a} = \text{const}$ . Следовательно, при законе  $\Gamma = \text{const}$  осевые составляющие вдоль радиуса не изменяются.

Таким образом, имея треугольники скоростей на одном радиусе, можно построить треугольники на любом другом радиусе.

Чтобы установить характер изменения величин скоростей и углов обтекания рабочих и направляющих лопаток, рассмотрим вначале треугольники на входе в рабочее колесо при условии осевого входа, т.е.  $c_{1u} = 0$  (закон  $c_{0r} = \text{const}$  при этом выдерживается). Треугольники, построенные для втулки и конца лопатки, приведены на рис. 2.18. Напомним, что при этом  $c_a = \text{const}$ . Так как  $u_k > u_{вт}$ , то  $w_{1k} > w_{1вт}$ , а  $\beta_{1k} < \beta_{1вт}$ . Следовательно, для сохранения оптимального угла атаки надо угол  $\beta_{1a}$  уменьшать от втулки к периферии.

Если же есть предварительная закрутка, то от втулки к концу лопатки величина  $c_{1u}$  уменьшается (так как  $c_{0r} = \text{const}$ ), т.е.  $c_{1вт} > c_{1ук}$ .

Построим для этого случая треугольники скоростей на входе в колесо (см. рис. 2.19). Из рисунка видно, что уменьшение  $+c_{1u}$  к концу лопаток

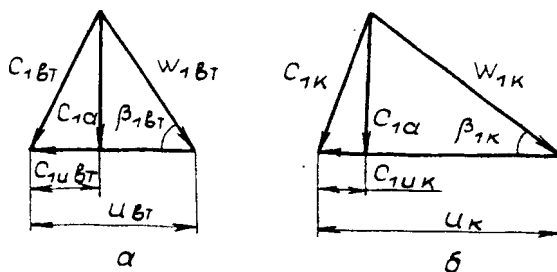


Рис. 2.19. Изменение закрутки  $c_u$  вдоль высоты лопатки при законе  $c_{0r} = \text{const}$ : а - втулка; б - периферия

также приводит к уменьшению  $\beta_1$  от втулки к периферии лопаток. При этом интенсивно растет и величина  $w_1$  к концу лопаток. Следовательно, для сохранения оптимального угла атаки от втулки к периферии необходимо большее, чем без закрутки, снижение угла  $\beta_{1a}$ . Отметим, что рост  $w_1$  к концу лопаток может привести к недопустимо большому значению  $\lambda_{w1}$ .

Теперь проследим характер изменения угла  $\alpha_2$  по высоте лопатки. Из условия  $c_{2a} = \text{const}$  следует, что  $c_{2u}$  к периферии лопаток уменьшается. При постоянстве  $c_{2a}$  это определяет увеличение  $\alpha_2$  к периферии лопаток (см. рис. 2.20). Следовательно, для сохранения оптимального угла атаки направляющих лопаток угол  $\alpha_2$  надо увеличивать от втулки к периферии.

На рис. 2.21 показан вид сверху на лопатки рабочего колеса (а) и на

лопатки направляющего аппарата (б) при законе их профилирования по высоте  $\Gamma = \text{const}$ .

Рассмотрим характер изменения степени реактивности  $\rho_{ст}$  по высоте лопатки при законе  $\Gamma = \text{const}$ . Согласно уравнению (2.18)  $\rho_{ст} = 1 - (c_{1u}/u) - (\Delta c_u/2u)$  увеличение  $+c_{1u}$  и  $\Delta c_u$  к корню лопатки приводит к уменьшению степени реактивности.

При достаточно длинных лопатках у корня может оказаться отрицательной величина  $\rho_{ст}$ , а это значит, что в

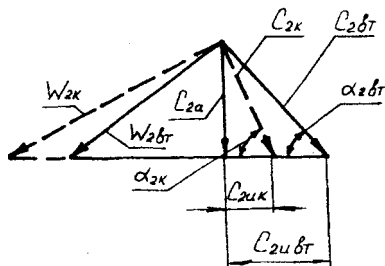


Рис. 2.20. Изменение угла  $\alpha_2$  по радиусу при законе  $\Gamma = \text{const}$

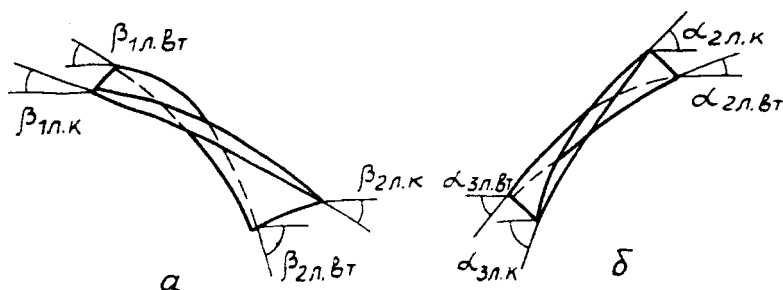


Рис. 2.21. Изменение формы пера лопатки РК и НА при законе  $c_u = \text{const}$ : а - перо лопатки РК; б - перо лопатки НА

рабочем колесе произойдет не повышение давления, а его снижение. Понятно, что такая ступень будет иметь низкий КПД.

На рис. 2.22 приведена схема изменения основных параметров потока по радиусу при законе профилирования  $\Gamma = \text{const}$ .

Закон профилирования  $\Gamma = \text{const}$  имеет следующие преимущества:

- отсутствие внутреннего трения между отдельными слоями газа, а отсюда высокий  $\eta_{ст}$ ;
- возможность выполнения конструкции без входного направляющего аппарата ( так как допустим осевой вход).

**Недостатки закона:** интенсивное возрастание  $w_1$  к концу лопаток из-за уменьшения  $c_{1u}$ , что при данных лопатках может привести к сверхзвуковому обтеканию лопаток на периферии;

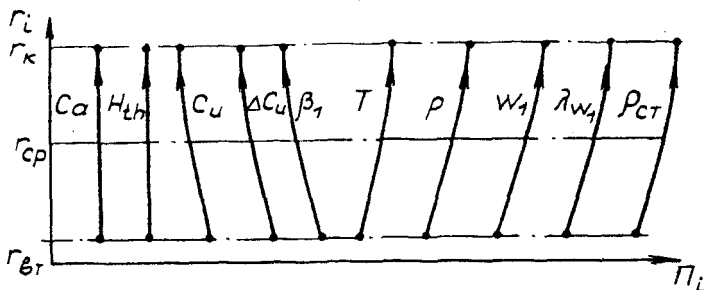


Рис. 2.22. Схема изменения основных параметров потока по радиусу при законе  $c_{u,r} = \text{const}$

- повышенные утечки в радиальный зазор, вызванные ростом степени реактивности к периферии лопаток ;
- возможность появления отрицательных значений степени реактивности у корня лопаток;
- сложность изготовления лопатки, так как ее перо получается сильно закрученным.

Эти недостатки особенно сильно проявляются на относительно длинных лопатках, у которых  $\bar{d}_{br} = D_{br}/D_k < 0,5$ . Поэтому обычно для лопаток первых ступеней компрессоров применяют другие законы закрутки, а закон  $\Gamma = \text{const}$  используют для профилирования средних и последних ступеней при  $\bar{d}_{br} \geq 0,6$ .

## 2.8. СТУПЕНЬ С ПОСТОЯННОЙ РЕАКТИВНОСТЬЮ

Итак, было установлено, что основными недостатками профилирования по закону  $\Gamma = \text{const}$  являются большие значения  $w_1$  на периферии лопаток и вероятность возникновения отрицательных значений  $\rho_{st}$  у втулки.

Скорость  $w_1$  к концу лопаток можно уменьшить, если выполнять предварительную закрутку потока, увеличив  $c_{1u}$  от корня лопатки к периферии. На рис. 2.23 показано, как увеличение закрутки  $c_{1u}$  уменьшает  $w_1$  при

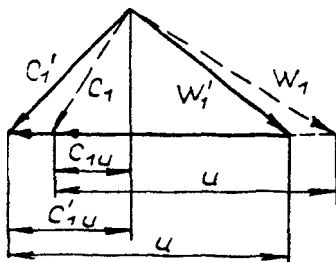


Рис. 2.23. К вопросу о влиянии  $c_{1u}$  на величину  $w_1$

условии  $u = \text{const}$ . Следовательно, для снижения скорости  $w_t$  к концевой части лопаток надо иметь закон профилирования, при котором  $c_{1u}$  увеличивается к периферии. При таком законе не будет и резкого уменьшения  $\rho_{ct}$  к корню лопаток:

$$\rho_{ct} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u}.$$

С целью уменьшения энергомассообмена между слоями газа, движущегося по ступени, целесообразно на всех радиусах сообщать воздуху одну и ту же энергию, т.е. реализовать условие  $L_u = L_{ct} = \text{const}$ .

Наиболее распространенной ступенью, где  $c_{1u}$  увеличивается от втулки к периферии лопаток при  $L_u = \text{const}$ , является ступень с законом профилирования  $\rho_{cm} = \text{const}$ .

При этом выполняются два условия:  $L_u = L_{ct} = u\Delta w_u = \text{const}$  и

$$\rho_{ct} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u} = \text{const}.$$

Решим последнее уравнение относительно  $c_{1u}$ :

$$c_{1u} = u(1 - \rho_{ct}) - \frac{\Delta w_u}{2} \quad \text{или} \quad c_{1u} = u(1 - \rho_{ct}) - \frac{L_u}{2u}. \quad (2.27)$$

Из последнего уравнения следует, что при  $\rho_{ct} = \text{const}$  и  $L_u = \text{const}$  с увеличением радиуса  $c_{1u}$  увеличивается (так как  $u = r\omega$ ).

Найдем и для  $c_{2u}$  выражение через  $\rho_{ct}$  и  $L_{ct}$ . Для этого запишем  $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$ . Откуда  $c_{2u} = c_{1u} + \Delta c_u$ . В последней формуле заменим  $c_{1u}$  выражением из (2.27). Получим  $c_{2u} = u(1 - \rho_{ct}) - L_u/2u + \Delta c_u$ . Отсюда

$$c_{2u} = u(1 - \rho_{ct}) + \frac{L_u}{2u}. \quad (2.28)$$

Как было доказано ранее, в ступени давление растет по радиусу к периферии, а значит, снижается величина абсолютной скорости потока. Поэтому в случае увеличения окружной составляющей  $c_u$  к периферии осевая составляющая  $c_a$  неизбежно будет уменьшаться. Чтобы найти закон изменения  $c_a$  по радиусу (т.е. законы изменения  $c_{1a}$  и  $c_{2a}$ ), нужно в уравнение (2.24) подставить  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$  из выражений (2.27) и (2.28). Тогда для  $c_{1a}$  получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dc_{1a}^2}{dr} = 2(1 - \rho_{ct}) \frac{L_u}{r} - 4\omega^2 (1 - \rho_{ct})^2 r.$$

Проинтегрировав это уравнение вдоль радиуса и определив константу интегрирования по значению  $c_a$  на  $r_{cp}$ , получим

$$c_{1a} = \sqrt{c_{1a\text{cp}}^2 - 2(1 - \rho_{ct})^2 (u^2 - u_{cp}^2) + 2(1 - \rho_{ct})L_u \ln(r/r_{cp})}.$$

Аналогично за колесом

$$c_{2a} = \sqrt{c_{2a\text{cp}}^2 - 2(1 - \rho_{ct})^2 (u^2 - u_{cp}^2) - 2(1 - \rho_{ct})L_u \ln(r/r_{cp})}.$$

В реальных ступенях из-за нецилиндричности поверхностей тока разница в величинах  $c_{1a}$  и  $c_{2a}$  меньше, чем по полученным формулам. Поэтому в расчетах можно принять осевые скорости перед колесом и за ним равными среднему значению величин  $c_{1a}$  и  $c_{2a}$  ( из расчета по указанным выше формулам), т.е.

$$c_a = \sqrt{c_{\text{оср}}^2 - 2(1 - \rho_{\text{ст}})^2(u^2 - u_{\text{ср}}^2)}. \quad (2.29)$$

Из выражения (2.29) следует, что при  $\rho_{\text{ст}} = \text{const}$  величина  $c_a$  интенсивно уменьшается от корня к периферии лопаток.

На рис. 2.24 приведена схема изменения основных параметров потока по радиусу при законе профилирования  $\rho_{\text{ст}} = \text{const}$ . Для сравнения на схеме пунктирной линией показано изменение соответствующего параметра при законе  $\Gamma = \text{const}$ .

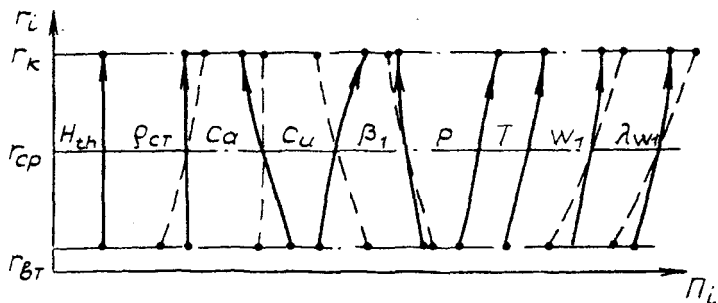


Рис. 2.24. Схема изменения параметров потока по радиусу при законе  $\rho_{\text{ст}} = \text{const}$

Итак, закон профилирования  $\rho_{\text{ст}} = \text{const}$  имеет следующие достоинства:

- менее интенсивный рост  $w_1$  к периферии лопаток (из-за роста  $c_{1a}$  к периферии);
- существенно меньше интенсивное снижение угла  $\beta_1$  от корня к периферии лопаток;
- снижение потерь на утечки в радиальный зазор ( это обусловлено постоянством  $\rho_{\text{ст}}$ );
- перо лопатки менее закручено, а следовательно, более технологично.

*Недостаток* закона  $\rho_{\text{ст}} = \text{const}$  - обязательное наличие входного направляющего аппарата, обеспечивающего заданное изменение  $c_{1a}$  по высоте лопатки.

Ступени с  $\rho_{ст} = \text{const}$  и близкие к ним по характеру изменения  $c_{1u}$  по радиусу (например, по закону твердого тела  $c_u/r = \text{const}$ ) широко применяются в компрессорах ГТД, особенно в первых ступенях.

## 2.9. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЛОПАТКИ РАБОЧЕЙ РЕШЕТКИ

Чтобы найти величину силы, действующей на рабочие лопатки колеса компрессора, вначале определим силу, действующую на единицу высоты одной лопатки. С этой целью лопатку разбивают по высоте на большое число участков и определяют силу, действующую на участок с единичной высотой (рис. 2.25). На основании уравнения Эйлера о количестве движения (1.10), действующая на выделенный объем газа сила, может быть найдена из выражения  $\Sigma \bar{R}_{кон} + \bar{R} = \Sigma(G' \bar{w}_2 - G' \bar{w}_1)$ , (2.30)

где  $\Sigma \bar{R}_{кон}$  - суммарная сила давления на выделенный объем газа;

$\bar{R}$  - сила воздействия тела на обтекающий его поток;

$G'$  - секундный расход газа через единицу высоты лопатки.

Известно, что для определения силы взаимодействия между потоком и обтекаемым телом важно удачно выбрать контрольные поверхности.

Пусть контрольная поверхность  $abcd$  взята, как показано на рис. 2.26. Причем поверхности  $ac$  и  $bd$  проходят по средним линиям соседних каналов и отстоят друг от друга на расстоянии шага  $t$ . Рабочее тело сквозь эти поверхности не протекает.

Поверхности  $ab$  и  $cd$  удалены от обтекаемой лопатки настолько, что поток достаточно выровнен, а скорости  $w_1$  и  $w_2$  одинаковы по всей длине поверхностей соответственно  $ab$  и  $cd$ .

Силы давления, действующие на выделенный объем по поверхностям  $ac$  и  $bd$ , равны по величине, но противоположны по направлению, поэтому их равнодействующая равна нулю.

Согласно уравнению (2.30), сумма сил, действующих на выделенную массу,

$$\bar{p}_1 \cdot t \cdot l - \bar{p}_2 \cdot t \cdot l + \bar{R} = G' \bar{w}_2 - G' \bar{w}_1.$$

Тогда сила, действующая в осевом направлении на массу газа, проходящего в секунду через единичную высоту лопатки, найдется из выражения:

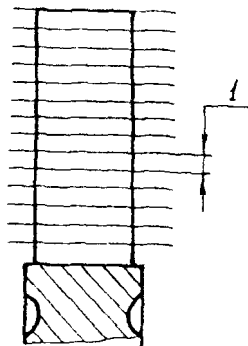


Рис. 2.25. Схема разбивки лопатки по высоте

$$R_a = (p_2 - p_1)t + G'(w_{2a} - w_{1a}). \quad (2.31)$$

Сила  $R_a$  выполняет роль поршня и проталкивает газ в диффузорные межлопаточные каналы.

Сила  $R_a' = -R_a$  направлена в сторону полята лопаточного аппарата, т.е. представляет собой одну из составляющих реактивной тяги двигателя:

$$R_a' = (p_1 - p_2)t + G'(w_{1a} - w_{2a}). \quad (2.32)$$

Сила, действующая в окружном направлении на ту же массу газа:

$$R_u = G'(w_{2u} - w_{1u}). \quad (2.33)$$

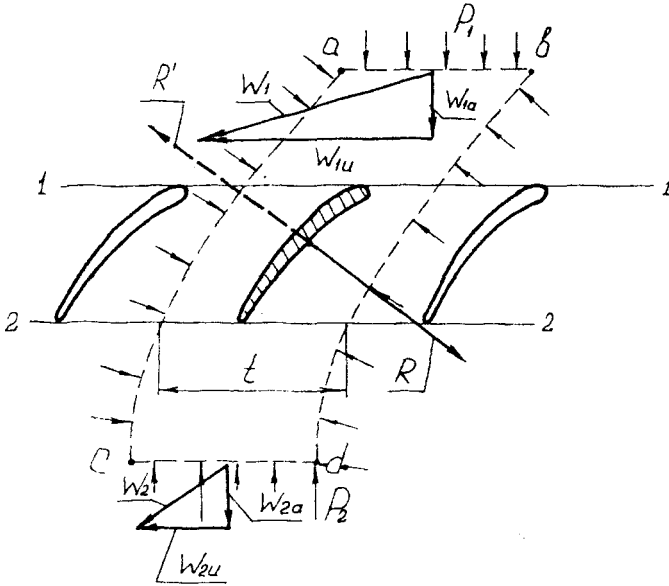


Рис. 2.26. Схема выбора контрольной поверхности

Отметим, что сила действия газа на единичную высоту лопатки равна и противоположна  $R_u$ , т.е.:

$$R_u' = -R_u = G'(w_{1u} - w_{2u}). \quad (2.34)$$

## 2.10. ТЕОРЕМА ЖУКОВСКОГО В ПРИМЕНЕНИИ К ДВИЖЕНИЮ ГАЗА В РЕШЕТКЕ

Величина энергии, передаваемой воздуху при его движении по решетке, определяется не только частотой вращения и величиной диаметра

решетки, но и зависит от параметров последней. Действительно,  $L_u = u\Delta w_u$ , а  $\Delta w_u$  зависит от угла поворота потока в решетке  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ , который определяет не только  $L_u$ , но и  $L_r$ , т.е. потери энергии при течении газа по решетке. Если с целью увеличения  $\Delta\beta$  уменьшить  $\beta_1$ , то может произойти интенсивный рост  $L_r$  из-за срыва на входной кромке лопатки (рис. 2.27). Энергию, передаваемую газу, можно увеличить за счет роста  $u$  и  $\Delta w_u$ , при этом увеличивается сила воздействия лопаток на поток. Формулы (2.34) и (2.32) устанавливают связь между силами действия газа на лопатки в окружном  $R_u$  и осевом  $R_a$  направлениях и составляющими относительной (или абсолютной) скорости на входе в решетку и выходе из нее. Фактически это связь  $R_u$  и  $R_a$  с  $u$  и  $\Delta w_u$ .

Теперь найдем зависимость  $R_u$  и  $R_a$  от плотности газа  $\rho$  и шага решетки (числа лопаток). С этой целью для решетки профилей запишем уравнение Бернулли в относительном движении:

$$L_{PK(v)} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_r.$$

Предположим, что  $c_a = w_a = \text{const}$ , а решетка профилей обтекается идеальным несжимаемым газом. В этом случае

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \quad (2.35)$$

Преобразуем правую часть выражения (2.35):

$$w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 = (w_{1u} + w_{2u})(w_{1u} - w_{2u}).$$

Согласно рис. 2.28 сумма  $w_{1u} + w_{2u} = 2w_{mu}$  и разность  $w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u$ , где  $w_{mu}$  - окружная составляющая вектора среднегеометрической скорости.

Тогда из уравнения (2.35) следует:

$$p_2 - p_1 = \rho w_{mu} \Delta w_u. \quad (2.36)$$

Полагая радиальную протяженность решетки равной единице, величину массового расхода через один канал решетки представим выражением

$$\Delta G = \rho c_d. \quad (2.37)$$

С учетом (2.36) и (2.37) при условии  $c_a = w_a = \text{const}$  выражения для  $R_a$  и  $R_u$  примут вид:

$$R_u = G(w_{1u} - w_{2u}) = \rho t c_d \Delta w_u;$$

$$R_a = (p_1 - p_2)t + G(w_{1a} - w_{2a}) = \rho t w_{mu} w_u. \quad (2.38)$$

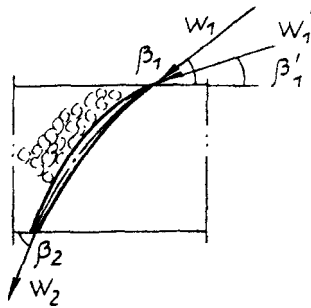


Рис. 2.27. К вопросу о влиянии угла  $\beta$  на величину потерь энергии



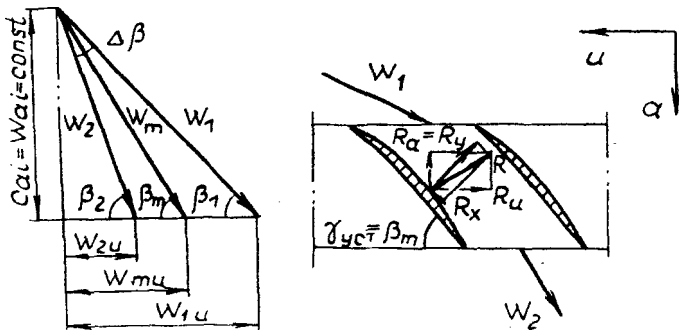


Рис. 2.28. К определению усилий, действующих на профиль со стороны потока

Полная сила  $R$  действия газа на лопатку

$$\begin{aligned}
 R &= \sqrt{R_u^2 + R_a^2} = \sqrt{\rho^2 t^2 c_a^2 \Delta w_u^2 + \rho^2 t^2 w_{mu}^2 \Delta w_u^2} = \\
 &= \rho t \Delta w_u \sqrt{c_a^2 + w_{mu}^2} = \rho t \Delta w_u w_m = \rho w_m t \Delta w_u = \rho w_m \Gamma, \quad (2.39)
 \end{aligned}$$

где  $t \Delta w_u = \Gamma$  - циркуляция скорости вокруг профиля. Эту силу  $R$ , действующую на профиль при его обтекании потоком газа, называют аэродинамической силой. Согласно уравнению (2.39) при обтекании решетки идеальной несжимаемой жидкостью аэродинамическая сила равна произведению плотности жидкости, модуля вектора среднегеометрической скорости обтекания и циркуляции скорости вокруг профиля. Это положение носит название *теоремы Жуковского*.

Б.С. Стечкин показал, что для случая сжимаемого невязкого газа формула (2.39) принимает вид

$$R = \rho_m w_m \Gamma, \quad (2.40)$$

где  $\rho_m = \sqrt{\rho \rho_2}$  - среднегеометрическое значение плотности.

При расчете осевого компрессора исходят из идеи взаимодействия лопатки с рабочим телом как аэродинамического профиля, обтекаемого потоком. При обтекании профиля реальным вязким газом появляются силы, которые оказывают влияние на величину и направление равнодействующей силы  $R$ . В аэродинамике равнодействующую сил давления и трения,

действующую на профиль (т.е. аэродинамическую силу  $R$ ), принято раскладывать на две составляющие  $R_y$  и  $R_x$ :  $R_y$  - подъемная сила, направленная перпендикулярно  $w_m$ ;  $R_x$  - сила лобового сопротивления, направленная параллельно  $w_m$ .

Экспериментально установлено, что

$$R_y = c_y \rho_m \frac{w_m^2}{2} b; \quad R_x = c_x \rho_m \frac{w_m^2}{2} b; \quad (2.41)$$

где  $b$  - хорда профиля;  $c_y$  - коэффициент подъемной силы;  $c_x$  - коэффициент сопротивления профиля в решетке.

С другой стороны, сила  $R$  может быть разложена на осевую и окружную составляющие (см. рис. 2.29), причем

$$R_y = R \cos \theta. \quad (2.42)$$

Найдем связь между коэффициентами  $c_y$  и  $c_x$  и параметрами решетки. Для этого выражение

$$R = R_u / [\sin(\theta + \beta_m)]$$

подставим в (2.32):

$$R_y = R_u \cos \theta / [\sin(\theta + \beta_m)],$$

а значения  $R_y$  и  $R_u$  заменим выражениями (2.41) и (2.38). В последнем выражении вместо  $\rho$  используем  $\rho_m$ , т.к. рассматриваем случай сжимаемого газа. В результате

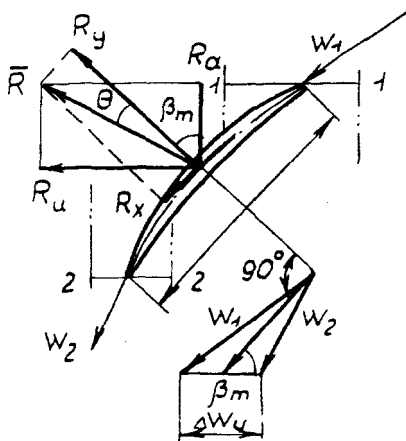


Рис. 2.29. К вопросу о подъемной силе профиля в решетке

$$c_y \frac{\rho_m w_m^2}{2} b = \frac{\rho_m t c_a \Delta w_u \cos \theta}{\sin(\theta + \beta_m)} \quad \text{и}$$

$$c_y \frac{b}{t} = \frac{2 c_a \Delta w_u \cos \theta}{\sin(\theta + \beta_m) w_m^2}.$$

Учитывая, что в компрессорах угол  $\theta = 3.5^\circ$ , можно принять  $\cos \theta = 1$ . Умножим и разделим правую часть последнего уравнения на  $c_a$  и запишем его в виде

$$c_y \frac{b}{t} = \frac{2}{\sin(\theta + \beta_m)} \frac{c_a}{w_m} \frac{c_a}{w_m} \frac{\Delta w_u}{c_a}.$$

Учитывая, что  $c_d/w_m = \sin \beta_m$ , получаем

$$c_y \frac{b}{t} = \frac{2 \sin^2 \beta_m}{\sin(\theta + \beta_m)} \frac{\Delta w_u}{c_a}$$

или

$$\frac{\Delta w_u}{c_a} = c_y \frac{b \sin(\theta + \beta_m)}{t \cdot 2 \sin^2 \beta_m}. \quad (2.43)$$

В (2.43) имеет место прямая зависимость между  $c_y$ ,  $\Delta w_u$  и  $b/t$ . Аналогично можно показать, что

$$L_r = c_x \frac{b}{t} \frac{w_m^2}{2 \sin \beta_m}. \quad (2.44)$$

В теории компрессоров сопротивление решетки оценивают не величиной  $c_x$ , а значениями  $\xi$  и  $\sigma$ , где  $\sigma = p_2^*/p_1^*$  - коэффициент сохранения полного напора в решетке;  $\xi$  - коэффициент потерь в компрессорной решетке, равный

$$\xi = 2L_r/w_1^2. \quad (2.45)$$

Величину  $L_r = (p_1^* - p_2^*)/\rho_1$  определяют экспериментально (потери уменьшают полный напор). В этом случае коэффициент потерь может быть найден из выражения

$$\xi = \frac{2(p_1^* - p_2^*)}{\rho w_1^2}. \quad (2.46)$$

Отметим, что при постоянном угле атаки в широком диапазоне изменения  $w_1$  коэффициент потерь в решетке  $\xi$  остается постоянным, так как потери практически пропорциональны квадрату скорости набегающего потока.

Все соотношения (2.43) ... (2.46) в решетке рабочего колеса применимы к решетке направляющего аппарата, однако в этом случае необходимо рассматривать векторы скоростей в абсолютном движении.

## 2.11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК

Основной рабочий элемент осевого компрессора - лопатка. От скорости ее движения, формы и ориентации в пространстве в значительной степени зависит работа, передаваемая потоку.

Обычно стремятся увеличить работу  $L_u$  и снизить затраты работы на преодоление потерь  $L_r$  (т.е. снизить  $\xi$ ).

Величина  $L_u = u \Delta w_u$  зависит от диаметра и частоты вращения  $p$  решетки, а также от угла поворота струи в решетке, так как  $\Delta w_u = f(\Delta\beta)$  (рис. 2.30). За счет увеличения  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$  можно получить большое значение  $L_u$ , но при этом высокие гидравлические потери могут существенно снизить работу, затрачиваемую на повышение давления. Поэтому для данной решетки необходимо знать не только  $\Delta\beta$ , но и величину гидравлических

потерь  $L_r$  (или  $\xi$ ). Величины  $\Delta\beta$  и  $L_r$  во многом зависят от угла атаки набегавшего на профиль потока.

Зависимости  $\Delta\beta$  и  $L_r$  (или  $\xi$ ) от величины угла атаки называют характеристиками решетки. Обычно стремятся построить и зависимость КПД решетки ( $\eta_{\text{реш}} = I_{\text{с рещ}}/L_{\text{рещ}}$ ) от угла атаки.

Характеристики компрессорных решеток обычно получают экспериментально. На рис. 2.31 приведена схема типового стенда для испытания компрессорных решеток.

Воздух из атмосферы поступает в конфузор 1, где поток выравнивается, а затем подается в рабочую часть 2. Здесь установлен блок 3 испытываемой плоской решетки, после выхода из которой воздух поступает в выхлопной корпус 4, откуда откачивается вакуум - насосом. Перед решеткой и за ней расположены плоскости 5 и 6, где осуществляется измерение параметров потока. На входе в решетку обычно измеряют статическое  $p_1$  и полное  $p_1^*$  давление, полную температуру  $T_1^*$ . Угол  $\beta_1$  (или угол атаки  $i$ ) устанавливается за счет изменения положения блока 3 по отношению к вектору скорости  $w_1$ . На выходе из решетки измеряются параметры  $p_2$ ,  $p_2^*$ ,  $\beta_2$ . По отношению  $p/p^*$  определяют приведенную скорость  $\lambda$ , а по температуре  $T^*$  - критическую скорость  $a_{\text{кр}}$ .

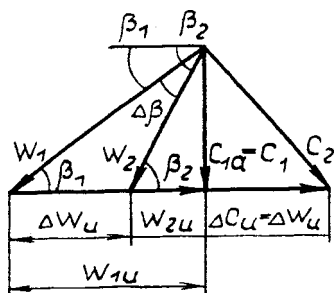


Рис. 2.30. План скоростей в компрессорной решетке

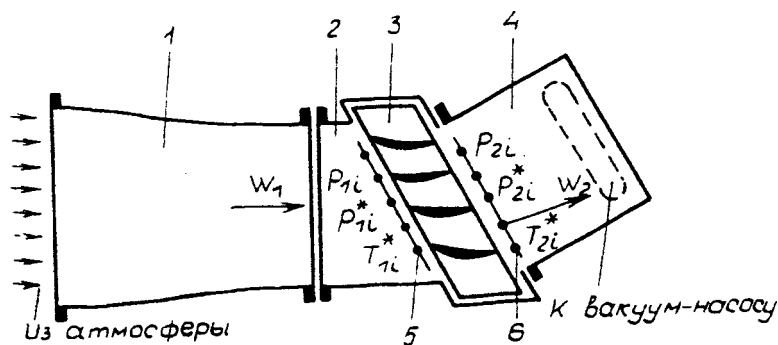


Рис. 2.31. Схема стенда для испытания дозвуковых компрессорных решеток

Затем находят величины: относительную скорость  $w = \lambda a_{кр}$  и ее составляющие  $w_u$  и  $w_a$ . Через указанные определяют и другие параметры, необходимые для построения характеристик, в частности (см. рис. 2.30):

$$\begin{aligned}\Delta\beta &= \beta_2 - \beta_1 = (\beta_{2л} - \delta) - (\beta_{1л} - i); \\ \Delta\beta &= (\beta_{2л} - \beta_{1л}) + (i - \delta); \\ \Delta w_u &= c_a(\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2).\end{aligned}$$

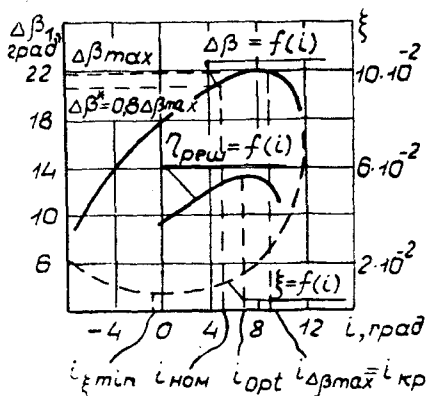


Рис. 2.32. Типовая характеристика плоской компрессорной решетки

растут медленно (пока происходит безотрывное обтекание). С появлением зон срыва на спинке (с дальнейшим увеличением  $i$ ) потери растут весьма интенсивно, так как отрыв потока в этом случае энергично распространяется по каналу (действие центробежных сил в криволинейных каналах отрывает поток от спинки и перемещает его к корытцу).

Угол поворота потока  $\Delta\beta$  с увеличением угла атаки до значения  $i_{кр}$  непрерывно возрастает. Но  $\Delta w_u = \Delta c_u$  является функцией  $\Delta\beta$ , т.е. с увеличением  $\Delta\beta$  увеличивается  $\Delta w_u$ , а значит и  $L_{ст} = u \Delta w_u$ . Рост  $L_{ст}$  обуславливает рост степени повышения давления в ступени  $\pi_{ст}$ .

При отрицательных и малых положительных значениях углов атаки  $\Delta\beta$  растет пропорционально  $i$ , т.к. величина угла отставания потока  $\delta$  при этом незначительна и мало меняется. С появлением интенсивного отрыва (при больших  $+i$ ) рост  $\Delta\beta$  с увеличением  $i$  замедляется, так как угол  $\delta$  в этом диапазоне сильно возрастает.

В этом случае компрессорная решетка уже не может развернуть поток до  $\beta_2 \approx \beta_{2л}$  (рис. 2.33). При критическом значении угла атаки  $i_{кр}$   $\Delta\beta$  достигает

В результате выполненных измерений строят зависимости  $\Delta\beta = f(i)$ ,  $\xi = f(i)$ ,  $\eta_{прw} = f(i)$  (см. график на рис. 2.32). Как видно, минимальные гидравлические потери наблюдаются при значениях  $i_{мин}$ , близких к нулю. С ростом отрицательных значений угла атаки гидравлические потери увеличиваются из-за роста потерь в пограничном слое, а при больших  $i$  начинает появляться срыв потока со стороны корыта. При увеличении угла атаки от  $i_{мин}$  в сторону положительных значений потери сначала

максимальной величины. Дальнейшее увеличение  $i$  приводит к снижению  $\Delta\beta$ .

Гидравлическое совершенство решетки оценивается КПД решетки:

$$\eta_{\text{реш}} = L_{s \text{ реш}} / L_{\text{реш}}$$

Поскольку  $L_{s \text{ реш}} = L_{\text{реш}} - L_r$ , окончательно имеем

$$\eta_{\text{реш}} = 1 - (L_r / L_{\text{реш}}). \quad (2.47)$$

Максимальный КПД решетки соответствует  $i_{\text{опт}}$ , причем  $i_{\text{опт}} > i_{\xi \text{ min}}$ . Это связано с тем, что при увеличении угла атаки от  $i_{\xi \text{ min}}$  до  $i_{\text{опт}}$   $\Delta\beta$  растет быстрее, чем потери  $\xi$ . Т.е. при малых углах атаки их увеличение обуславливает медленный прирост потерь энергии, поэтому относительная доля потерь  $L_r / L_{\text{реш}}$  от  $i_{\xi \text{ min}}$  до  $i_{\text{опт}}$  снижается. При дальнейшем увеличении угла атаки гидравлические потери интенсивно возрастают и КПД снижается.

Итак, оптимальный угол атаки  $i_{\text{опт}}$  имеет положительные значения. Казалось бы, надо стремиться работать при  $i_{\text{опт}}$  и этот режим принимать за расчетный. Но эксперименты показали, что часто  $i_{\text{опт}}$  по значению близок  $i_{\text{кр}}$ , поэтому для того, чтобы иметь запас по срыву на возможные случайные отклонения угла атаки от расчетного, рекомендуют в качестве проектного выбирать режим, при котором  $\Delta\beta_p = 0,8\Delta\beta_{\text{max}}$ . Этот режим называют номинальным, а его параметры - номинальными ( $\Delta\beta^*$ ,  $i^*$  и т.д.). Как правило, различие между  $i^*$  и  $i_{\text{опт}}$  не более  $1...3^\circ$ , поэтому номинальный режим близок к оптимальному.

Анализ многочисленных продувок дозвуковых решеток позволил установить, что  $\Delta\beta^*$  зависит главным образом от плотности решетки  $b/t$  и угла выхода потока  $\beta_2$ . Влияние других параметров менее существенно.

Обобщение экспериментов дало графическую связь  $\Delta\beta^* = f(b/t; \beta_2)$ , показанную на рис. 2.34. Видно, что с увеличением  $b/t$  и  $\beta_2$  номинальный

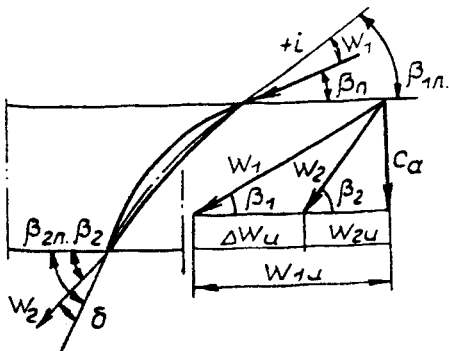


Рис. 2.33. К вопросу о влиянии угла атаки на потери энергии в решетке

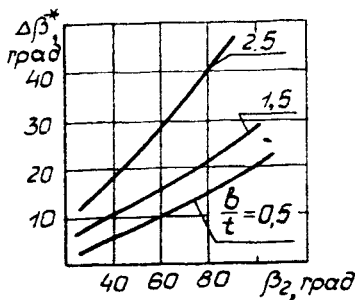


Рис. 2.34. Зависимость  $(b/t)_{\text{нопр}} = f(\Delta\beta^*, \beta_2)$

угол поворота  $\Delta\beta^*$  возрастает. Это объясняется тем, что большее число лопаток оказывает более сильное влияние на поворот потока. Однако при больших  $b/t$  начинает происходить существенное стеснение проходного сечения межлопаточных каналов, что сопровождается ростом скорости в них. Это не только снижает КПД, но и ухудшает поворот потока в решетке. Поэтому обычная густота решеток дозвуковых профилей  $b/t \leq 1,7...1,8$ . Влияние  $\beta_2$  на  $\Delta\beta^*$ , по-видимому, в объяснении не нуждается.

## 2.12. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В РЕШЕТКЕ

Потери в решетке обычно делятся на три группы: *профильные, концевые и дополнительные*.

**Профильные потери.** Их величина зависит главным образом от формы профиля лопатки. Они возникают в результате:

- трения и вихреобразования в пограничном слое на профиле лопатки;
- вихреобразования за выходными кромками (так называемые кромочные потери);
- отрыва потока от поверхности профиля;
- образования скачков уплотнения в межлопаточных каналах (волновые потери).

Последние два вида потерь наблюдаются лишь в определенных случаях (т.е. не всегда), об этом будет сказано ниже.

Профильные потери исследуют, продувая решетки с большой относительной длиной, когда в средней части лопаток влияние концевых поверхностей на поток отсутствует.

Рассмотрим подробнее составляющие профильных потерь.

### *Потери на трение*

При обтекании лопатки потоком газа на ее поверхности возникает пограничный слой. В пограничном слое скорость газа изменяется от нуля (на поверхности лопатки) до скорости потока на внешней границе поверхности пограничного слоя. Течение струек газа с различными скоростями по толщине пограничного слоя вызывает потери на трение.

В компрессорной решетке движение по каналу происходит с замедлением потока, т.е. поток движется в сторону увеличения давления. Поэтому пограничный слой быстро набухает и потери интенсивно растут.

Если лопатки имеют значительную кривизну, то на спинке, ближе к выходу с лопатки, происходит заметное снижение скорости потока, что сопровождается наращиванием пограничного слоя. Это может привести к отрыву пограничного слоя. Часть срывных зон попадает в основной поток, что вызывает дополнительные потери. Особенно интенсивно развиваются срывные зоны при резком повышении давления. Поэтому профиль лопатки выполняют с плавными переходами.

Минимальные профильные потери наблюдаются при нулевом угле атаки. При отклонении угла атаки от нуля профильные потери возрастают.

### Кромочные потери

При вращении рабочего колеса давление на корытце рабочих лопаток больше, чем на спинке. При течении газа по каналам направляющих лопаток существенная величина окружной составляющей абсолютной скорости на входе в лопатки ( $c_{20}$ ) также обуславливает повышенное давление на корытце по сравнению со спинкой. Разность давлений на корытце и спинке на выходе с каждой лопатки приводит к образованию вихревого следа за выходной кромкой. На создание вихревого следа (рис. 2.35) затрачивается часть энергии потока.

По мере удаления потока от выхода из решетки вихревой след смещи-

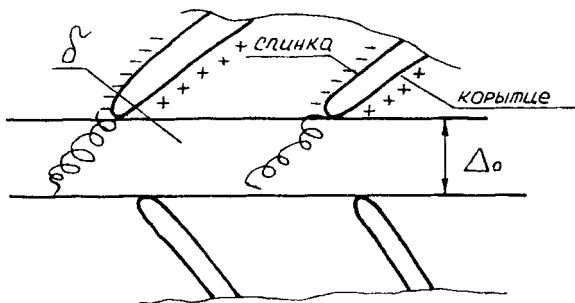


Рис. 2.35. К вопросу образования закруточных следов

вается с ядром потока, и поток становится однородным (по скорости, направлению и давлению). Обтекание последующей решетки лопаток неравномерным потоком, так же как и выравнивание полей скоростей и давлений в зазоре между решетками, сопровождается потерей энергии потока. Поэтому существует оптимальная величина зазора  $\Delta_0$  между решетками.

Величина кромочных потерь для данной формы лопаток зависит главным образом от толщины выходных кромок  $\delta$  по отношению к горлу или шагу решетки. Чем тоньше выходные кромки, тем меньше кромочные потери. Однако следует помнить, что такие выходные кромки сложны в изготовлении, при этом они снижают ресурс и надежность лопаточной машины.

### Отрыв потока от поверхности

Подобного рода потери не всегда имеют место. Но если они есть, то представляют существенную часть профильных потерь, поскольку вихри,



образующиеся при отрыве, поглощают значительную часть энергии потока. Однако этим не исчерпывается ущерб от отрыва, т.к. вихри закупоривают проточную часть и могут существенно снизить расход по сравнению с расчетным. *Отрыв потока возникает при больших углах атаки и резких изменениях кривизны спинки.*

Аналитически подсчитать потери от срыва весьма сложно, а выделить их при экспериментах очень трудно. Тем не менее эксперименты показали:

- положительные углы атаки увеличивают потери в большей степени, чем отрицательные;
- увеличение радиуса входной кромки делает профиль менее чувствительным к изменению угла атаки;
- густые решетки менее чувствительны к изменению угла атаки.

*Волновые потери.* Увеличение расхода, а значит и  $c_a$  или частоты вращения  $n$  может привести к сверхзвуковой скорости обтекания профиля. Торможение этого потока в канале сопровождается возникновением скачков уплотнения. Появление скачков уплотнения вызывает дополнительные волновые потери. Однако основные потери возникают от взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем, что вызывает крупномасштабный отрыв пограничного слоя. Эксперименты показали, что значительная часть межлопаточных каналов при сверхзвуковом обтекании решетки занята зоной отрыва. При этом не только растут потери, но и уменьшается угол поворота потока  $\Delta\beta$ .

*Концевые потери.* Такого рода потери обусловлены наличием концевых поверхностей, ограничивающих решетку по высоте. Они вызваны трением в пограничном слое на концевых поверхностях (рис. 2.36); вторичными (индуцированными) течениями (рис. 2.37); перетеканием через радиальный зазор ( не следует путать с утечками).

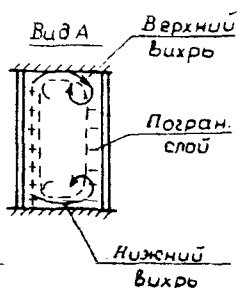
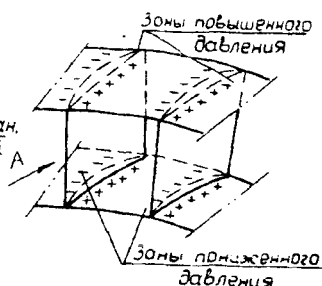
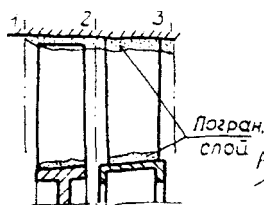


Рис. 2.36. Схема образования концевых (торцевых) потерь

Рис. 2.37. Схема образования "парного вихря"

*Потери на трение в пограничном слое на концевых поверхностях в общем балансе потерь очень малы и заметны лишь в каналах малой высоты.*

*Вторичные потери существенно сказываются на общем балансе потерь энергии в решетке. Эти потери возникают из-за разности давлений на корытце и спинке лопаток, что вызывает перетекание газа в пограничном слое (рис. 2.37). Таким образом, разность давлений заставляет газ пограничного слоя течь от корытца к спинке. Сливаясь с основным потоком, это течение образует два противоположно направленных вихревых шнура - "парные вихри". Вторичные течения вызывают значительные потери энергии потока.*

*С уменьшением высоты лопаток толщина пограничного слоя сохраняется и относительная масса потока, участвующая во вторичных течениях, увеличивается, т.е. растут концевые потери. Потери резко возрастают, когда вследствие уменьшения высоты лопаток происходит смыкание "парных вихрей".*

*Перетекание через радиальный зазор обусловлено радиальным зазором между торцом пера лопаток и статором. Из-за разности давлений на корытце и спинке часть газа, движущегося вдоль корытца, идет на создание верхней части "парного вихря", а другая часть через зазор перетекает в соседний канал, где поток сворачивается в вихревую пленку, которая уносится основным потоком (рис. 2.38). Вихревой след от перетекания в радиальный зазор не перемешивается с верхней частью "парного вихря", а лишь оттесняет его от спинки лопатки (вихри вращаются в разном направлении). Перетекание не только увеличивает гидравлические потери, но и уменьшает разность давлений на корытце и спинке периферийной части лопаток, т.е. работу, передаваемую лопатками воздуху.*

*Потери от перетекания зависят не только от разности давлений на корытце и спинке, но и от относительной величины радиального зазора. Для расчета концевых потерь используют различные эмпирические формулы. **Дополнительные потери.** К ним относятся потери: на утечку газа; от радиального течения газа; от нестационарности потока, обтекающего решетку, что связано с непрерывным изменением взаимного расположения решетки рабочего колеса и направляющего аппарата. Эти потери в значительной степени зависят от величины радиальных и осевых зазоров.*

#### **Влияние радиальных и осевых зазоров на работу ступени**

*Необходимость радиального зазора  $\Delta r$  вызвана явлениями радиальной деформации деталей статора и ротора под действием центробежных и газовых сил, а также теплового расширения. Причем радиальный зазор определяет потери не только на перетекание (рассмотрены выше), но и на утечку  $\Delta G_{ут}$  (рис. 2.39). Как уже отмечалось, степень влияния  $\Delta r$  на потери от утечки во многом зависит от относительной величины  $\Delta \bar{r} = \Delta r/h$ , где  $h$  - высота лопаток. Эксперименты показали, что увеличение радиального зазора*

на 1% снижает КПД компрессора на 3..5%. Поэтому стремятся обеспечить возможно меньшие значения  $\Delta r$ .

В настоящее время создаются компрессоры с управляемыми радиальными зазорами, при этом обычно  $\Delta r = 0,5...1,5\%$  от  $h$ .

Влияние осевых зазоров  $\Delta s_1$  и  $\Delta s_2$  на потери связано с образованием вихревых следов за выходными кромками предыдущего лопаточного венца, что обуславливает значительную шаговую неравномерность параметров потока за решеткой. Поэтому при относительном перемещении лопаточных венцов величина и направление скорости потока, натекающего на лопатки последующей решетки, будут периодически меняться. Это так называемое нестационарное обтекание. Оно сопровождается потерями энергии. Увеличение осевых зазоров снижает нестационарность обтекания, но на выравнивание потока затрачивается энергия, при этом увеличиваются осевые габариты и масса компрессоров. Обычно  $\Delta s_1$  и  $\Delta s_2$  принимают равными 15...20% от величины хорды лопаток. Эксперименты показали, что с увеличением осевых зазоров заметно снижается уровень шума от работы компрессора и степень повреждения лопаток при попадании в проточную часть посторонних предметов. Поэтому в вентиляторах ТРДД величину осевых зазоров выполняют до  $(1...1,5)b$ , где  $b$  - величина хорды рабочей лопатки вентилятора.

### 2.13. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ СТУПЕНИ

Как уже отмечалось, экономичность ТРДД на 30...50% выше, чем экономичность ТРД при скоростях полета до  $M = 1,2...1,3$ . Это связано с

существенным увеличением полетного КПД  $\eta_{\text{п}} = \frac{2}{1 + \frac{c_c}{V_{\text{п}}}}$  (здесь  $c_c$  - скорость истечения газа из сопла;  $V_{\text{п}}$  - скорость полета) из-за значительного

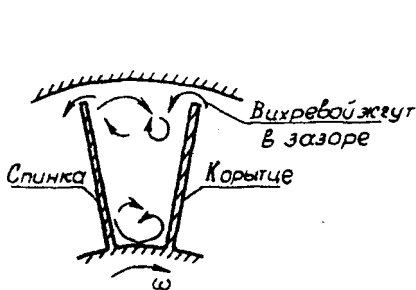


Рис. 2.38. Схема образования вихря от перетекания в зазоре

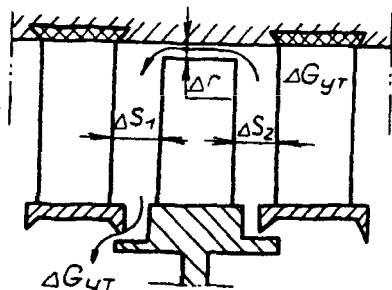


Рис. 2.39. Схема зазоров в ступени осевого компрессора

снижения средней величины скорости истечения газа из сопла (или сопел).

Воздух, поступающий во второй контур, сжимается, как правило, в одной, редко в двух или трех ступенях. Поэтому степень повышения давления изменяется от 1,3 до 2,5. Низконапорный осевой компрессор, нагнетающий воздух во второй контур, а также на ступени компрессора первого контура, принято называть вентилятором.

Отношение расхода воздуха через второй контур  $G_2$  к расходу через первый  $G_1$  называют степенью двухконтурности  $m$ . Величина степени двухконтурности может меняться от 0,3 до 8.

Стремление к уменьшению габаритов и массы двигателя обусловило широкое применение одноступенчатых вентиляторов. Большие диаметры и длина лопаток вентилятора определяют некоторые особенности условий его работы.

С целью уменьшения разницы в величине работы, сообщаемой потоку на периферии и у втулки, применяют так называемые подпорные ступени. В этом случае входное устройство разделяют кольцевой полкой на две части. Воздух во внутреннем канале до поступления на рабочее колесо вентилятора сжимается в подпорной ступени (рис. 2.40). Рабочее колесо вентилятора также имеет кольцевую полку, и из подпорной ступени воздух поступает на нижнюю часть рабочего колеса. В этом случае направляющий аппарат вентилятора не имеет кольцевых полок.

В некоторых случаях с целью увеличения работы, передаваемой воздушному потоку в области втулки, увеличивают осевую составляющую  $c'_a$  в межлопаточных каналах в районе втулки (рис. 2.41), при сохранении угла  $\alpha_2$ . При этом увеличивается  $\Delta w_u'$ , т.е.  $L_u$  в области втулки.

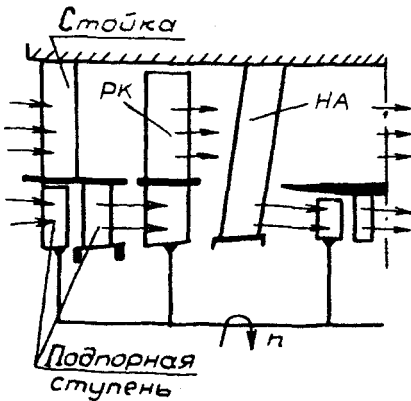


Рис. 2.40. Схема вентилятора с подпорной ступенью

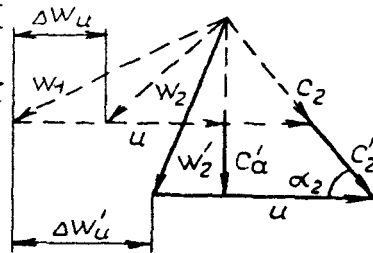


Рис. 2.41. К вопросу о влиянии  $c_a$  на работу втулочного сечения

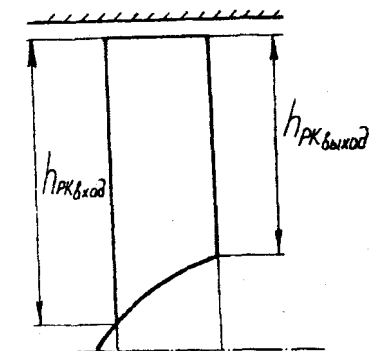


Рис. 2.42. Меридиональное уменьшение площади проходного сечения канала РК у втулки от входа к выходу

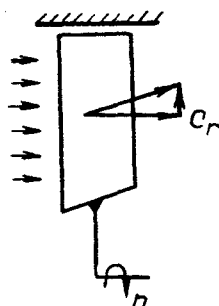


Рис. 2.43. Радиальная составляющая  $c_r$  в вентиляторных ступенях

Величину  $c_a'$  в области втулки можно увеличить путем уменьшения площади проходного сечения канала в области втулки (рис. 2.42).

Вторая особенность вентиляторных ступеней связана с высокими степенями повышения давления  $\pi_n^*$  в них (от 1,4 до 1,8). В обычных ступенях осевых компрессоров  $\pi_{ст}$  не превышает 1,35. Высокие значения  $\pi_n^*$  при существенной ширине лопаток вентилятора приводят к заметному уменьшению площади меридионального сечения по ходу потока. Это вызывает возникновение радиальной составляющей скорости  $c_r$  (рис. 2.43), на что затрачивается энергия.

Третья особенность вентиляторных ступеней также связана с большой разницей в окружных скоростях по высоте лопатки. На концах лопатки  $c_k = 420 \dots 500$  м/с и  $Mw_1 = 1,4 \dots 1,5$ ; с приближением к втулке скорость становится околозвуковой, а вблизи втулки - дозвуковой.



Рис. 2.44. Схема наклона лопатки вентиляторной ступени

Следовательно, типы профилей лопатки должны меняться по высоте.

Лопатки направляющего аппарата вентилятора часто делают наклонными с целью увеличения проходного сечения. Причем определение оптимального угла наклона - задача довольно сложная. Рекомендуется смещение периферийной точки по отношению к втулке на величину хорды лопатки (рис. 2.44).

### 3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

#### 3.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА И ИХ СВЯЗЬ С ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ

Степень повышения давления в одной ступени осевого компрессора обычно не превышает 1,4. В то же время общая степень повышения давления в компрессоре составляет 10...40, что достигается использованием многоступенчатых конструкций. Условимся, согласно схеме на рис. 3.1, сечение перед входом в направляющий аппарат компрессора обозначать -  $\nu$ , на входе в ступени - I, II, III и т.д. Если входной направляющий аппарат отсутствует, то сечения  $\nu$  и I совпадают. Сечение  $\kappa$  находится за последней ступенью. Число ступеней в современных авиационных компрессорах составляет от 6 до 17.

Для характеристики компрессоров используют следующие параметры:

*Степень повышения давления*

$$\pi_k^* = p_k^* / p_\nu^* \quad (\text{или } \pi_k = p_k / p_\nu); \quad (3.1)$$

*удельная производительность*, т.е. расход воздуха через единицу общей габаритной площади на входе в компрессор

$$G_F = G_B / F_D; \quad (3.2)$$

*работа вращения вала компрессора и изэнтропическая работа* (рис. 3.2), которые находятся в соответствии с уравнением энергии

$$\begin{aligned} L_k^* &= i_k^* - i_\nu^*, \\ L_{SK}^* &= i_{KS}^* - i_\nu^* \end{aligned} \quad (3.3)$$

или

$$L_{SK}^* = \frac{k}{k-1} R \cdot T_\nu^* (\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1);$$

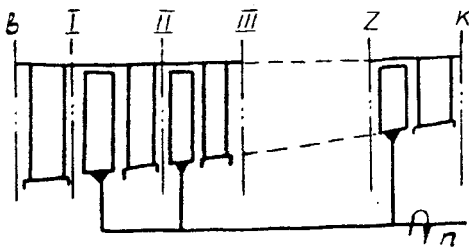


Рис. 3.1. Схема многоступенчатого осевого компрессора

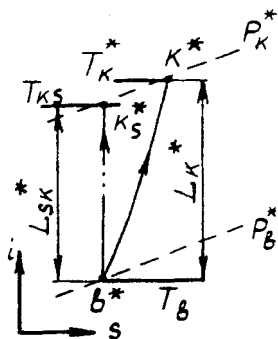


Рис. 3.2.  $i$ - $s$ -диаграмма процесса сжатия в компрессоре

изоэнтروпический КПД компрессора (характеризует термодинамическое совершенство компрессора)

$$\eta_k = \frac{i_{sk}^* - i_b^*}{i_k^* - i_b^*} = \frac{L_{sk}^*}{L_k^*}; \quad (3.4)$$

мощность, затрачиваемая на вращение компрессора:

$$N_k = G_b L_k. \quad (3.5)$$

Рассмотрим связь некоторых одноименных величин многоступенчатого компрессора и его ступени.

Работа, затрачиваемая на вращение компрессора, в соответствии с уравнением энергии равна сумме работ на вращение всех ступеней:

$$L_k = \sum_{i=1}^n L_{cti}. \quad (3.6)$$

Степень повышения давления в компрессоре равна произведению степеней повышения давления в отдельных ступенях:

$$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_b^*} = \frac{p_{II}^*}{p_b^*} \cdot \frac{p_{III}^*}{p_{II}^*} \cdot \dots \cdot \frac{p_k^*}{p_z^*} = \prod_{i=1}^n \pi_{cti}^*.$$

Связь между КПД компрессора  $\eta_k$  и ступени  $\eta_{ct}$  не столь очевидна, и для ее определения необходимо рассмотреть процесс сжатия в трехступенчатом компрессоре в координатах  $p-v$  (рис. 3.3).

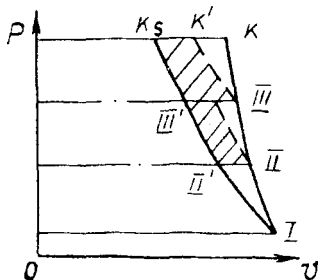


Рис. 3.3.  $p-v$ -диаграмма процесса сжатия в многоступенчатом осевом компрессоре

Отличие в КПД компрессора и ступеней возникает вследствие принятой условности сжатия в ступенях. Считают, что изоэнтропическое сжатие в каждой ступени происходит от температуры, которая была бы на входе в ступень при условии реального сжатия (с гидравлическими потерями и соответствующим дополнительным подогревом). В этом случае при изоэнтропическом сжатии в каждой ступени надо затратить дополнительную работу (заштрихованные площади на рис. 3.3) по сравнению со сжатием по изоэнтропе  $I - II' - III' - K_s$ .

С учетом принятой условности найдем связь между  $\eta_k$  и  $\eta_{ct}$ . Из урав-

нения (3.4) следует

$$L_k^* = \frac{L_{sk}^*}{\eta_k}.$$

Из уравнения (2.6) -

$$L_k^* = \frac{L_{ст}^*}{\eta_{ст}}.$$

Согласно уравнению (3.6)  $L_k = \Sigma L_{ст}$ , поэтому можно записать

$$\frac{L_{sk}^*}{\eta_k} = \sum \frac{L_{ст}^*}{\eta_{ст}} \quad \text{и} \quad \eta_k = \frac{L_{sk}^*}{\sum \frac{L_{ст}^*}{\eta_{ст}}} \quad (3.7)$$

Если принять, что КПД у всех ступеней одинаковый, и обозначить его  $\eta_0$ , то последнее уравнение примет вид

$$\eta_k = \eta_0 \frac{L_{sk}^*}{\sum L_{ст}^*} \quad (3.8)$$

Установлено (см. рис. 3.3), что  $\Sigma L_{ст}^* > L_{sk}^*$ , поэтому  $\eta_k < \eta_0$ .

Очевидно, что эта разница возрастает с увеличением степени сжатия в компрессоре.

### 3.2. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РАЗМЕРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА

Из уравнения неразрывности  $\rho_b c_{ос} F_{ос} = \rho_k c_{ок} F_{ок}$ , записанного для входного и выходного сечений компрессора, следует, что увеличение плотности воздуха по мере его сжатия должно сопровождаться либо снижением осевой скорости  $c_{ос}$ , либо уменьшением площади проточной части. При  $c_{ос} = \text{const}$  высота лопаток последних ступеней окажется очень мала, что приведет к резкому увеличению концевых потерь и снижению КПД.

Для увеличения высоты лопаток требуется интенсивное снижение  $c_{ос}$  на последних ступенях, но это вызовет столь резкое уменьшение угла  $\beta_1$ , что решетка уже не сможет осуществить бесрывной поворот потока (рис. 3.4). Наименьшее значение  $c_{ос}$  связано с минимально допустимым значением угла  $\beta_1$ , которое соответствует примерно  $30^\circ$ . Обычно на последних ступенях  $c_{ос}$  составляет от 110 до 120 м/с.

Отметим, что при значительном уменьшении  $\beta_1$  уже не удастся сохранить величину угла  $\beta_2$ , так как он уменьшается быстрее, чем  $\beta_1$ , и в результате уменьшается  $\Delta w_u$ , а значит, и величина работы, передаваемой воздуху в ступени (см. рис. 3.4).

Уменьшение высоты лопаток от ступени к ступени можно осуществлять уменьшением наружного диаметра (рис. 3.5,а), увеличением диаметра втулки (рис. 3.5,б), одновременным изменением  $D_k$  и  $D_{ст}$  при

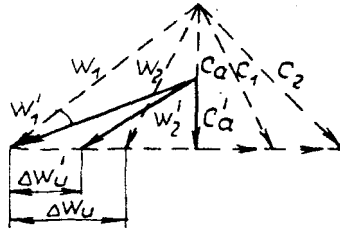


Рис. 3.4. К вопросу об изменении  $c_{ос}$  в проточной части компрессора



сохранении  $D_{cp} = \text{const}$  (рис. 3.5,в). По технологическим соображениям целесообразно реализовать схемы, в которых  $D_k = \text{const}$  или  $D_{вт} = \text{const}$ .

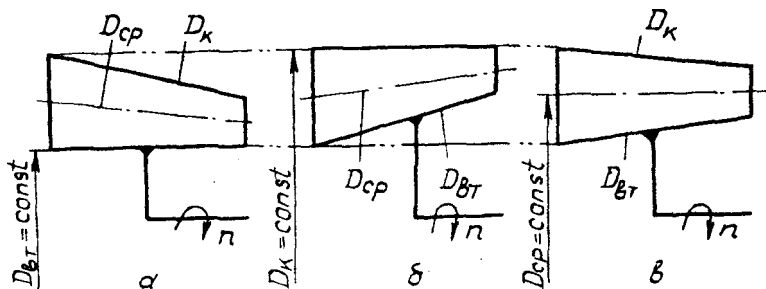


Рис. 3.5. Возможные формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора

При  $D_k = \text{const}$  средний диаметр растет, поэтому растет работа, передаваемая воздуху на средних и последних ступенях, что может привести к уменьшению числа ступеней. Однако при прочих равных условиях более интенсивно уменьшается высота лопаток последних ступеней, что снижает КПД компрессора.

При  $D_{вт} = \text{const}$  увеличивается высота лопаток последних ступеней, но из-за уменьшения  $D_{cp}$  снижается работа, передаваемая воздуху на средних и последних ступенях, а число их возрастает. Поэтому в авиационных ГТД довольно часто применяют схему, в которой  $D_{cp} = \text{const}$ , реже - комбинированные схемы.

### 3.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ СЖАТИЯ МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ

Ступени одного и того же компрессора работают в различных условиях (имеют разные значения  $c_a$ ,  $u$ ,  $M$  и т.д.). Поэтому величина работы сжатия в ступенях может заметно отличаться. Типичное распределение работы сжатия по ступеням многоступенчатого компрессора показано на рис. 3.6. Видно, что в первых и (в меньшей степени) последних ступенях  $L_{ст}$  снижается.

Это делается из следующих соображений.

1. Первая ступень обтекается самым холодным воздухом, что при больших величинах  $L_{ст}$  ( $L_u$ ) может привести к высоким значениям  $\lambda_{вт}$  на периферии лопаток.

2. На первых ступенях имеют место самые малые значения  $D_{вт}$ , что обуславливает малые  $u$  в районе втулки, а следовательно, и малые величины  $L_u$ .

3. На входе в первые ступени часто имеет место окружная и радиальная неравномерность потока, вызванная изменениями условий полета и атмосферными условиями. Это может сопровождаться недопустимым увеличением углов атаки лопаток первых ступеней.

На основании изложенного можно сделать вывод о необходимости запаса по углам атаки, т.е. по величине  $\Delta\beta$ . Поэтому одна или две первые ступени имеют работу  $L_{ст}$  меньше ее среднего значения.

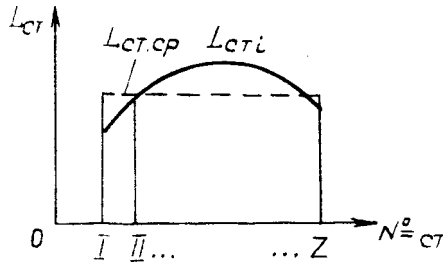


Рис. 3.6. К вопросу о распределении работ между ступенями осевого компрессора

4. На последних ступенях также снижают работу сжатия, что обусловлено снижением  $c_a$ , когда уже не удастся сохранить величину  $\Delta w_u$ . К тому же из-за малых значений высоты лопаток последние ступени имеют пониженное значение КПД.

Если принять  $L_{ст\text{ ср}} = L_n/z$  за 100%, то  $L_{ст I} = 55...75\%$  от  $L_{ст\text{ ср}}$ ,  $L_{ст II} = 75...90\%$  от  $L_{ст\text{ ср}}$  и, наконец,  $L_{ст z} = 80...90\%$  от  $L_{ст\text{ ср}}$ . Величина уменьшенной работы на первых и последней ступенях распределяется на средние ступени.

Изменение величины работы ( $L_{ст} = u\Delta w_u$ ) по ступеням осуществляется за счет изменения закрутки ( $\Delta w_u$ ), что практически достигается уменьшением угла атаки на первых и последних ступенях; на средних ступенях угол атаки увеличивается. Вместе с тем величина  $\Delta w_u$  может изменяться и за счет изменения изгиба профиля лопаток.

В современных ГТД с целью повышения их эффективности широко используют двухкаскадные и трехкаскадные компрессоры. В этом случае группы ступеней образуют так называемые каскады, каждый из которых приводится во вращение своей турбиной (рис. 3.7). Первая по ходу воздушного потока группа ступеней компрессора - каскад низкого давления (КНД); вторая группа - каскад высокого давления (КВД). Если схема трехкаскадная, то появляется каскад среднего давления (КСД).

Естественно, система каскадов усложняет конструкцию ГТД, но в значительной степени повышает ее эффективность. Так как из первого каскада воздух в результате сжатия выходит сильно подогретым, то при допустимых значениях  $M_{w1}$  можно увеличить  $u_k$  на втором каскаде на

20...25% по сравнению с первым. Величина  $u_k$  уже ограничивается не числом  $M_{\text{кр}}$ , а условиями прочности лопаток и диска. В результате увеличивается работа сжатия в каждой ступени второго каскада, что в конечном итоге уменьшает число ступеней ( по сравнению с одновальной схемой), а значит, длину и массу компрессора.

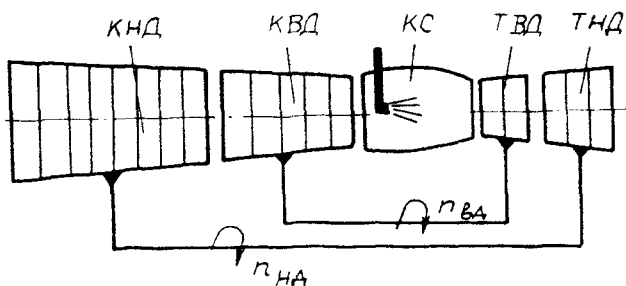


Рис. 3.7. Схема двухкаскадного турбокомпрессора

Существенно повышается экономическая эффективность турбин привода, так как каждая (ТВД и ТНД) работает при оптимальном значении параметра нагруженности  $Y_T$ . Облегчается запуск ГТД, поскольку начальной раскрутке подвергается только один каскад - каскад ВД.

*Основным достоинством многокаскадных компрессоров является их более устойчивая работа на нерасчетных режимах.*

Распределение работы сжатия и степени повышения давления между каскадами обуславливается возможностями распределения теплоперепада между приводными турбинами, а также требованиями обеспечения устойчивой работы компрессора при эксплуатации. Обычно работа сжатия в каскаде низкого давления составляет примерно 40% от общей работы сжатия в компрессоре.

## 4. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

### 4.1. ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАБОТУ КОМПРЕССОРА

Компрессор проектируется на расчетный режим. На этом все основные геометрические параметры ступеней соответствуют оптимальным условиям обтекания лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. В условиях эксплуатации компрессор часто работает на нерасчетных режимах, что связано с изменением скорости и высоты полета, частоты вращения  $n$ , состояния воздуха в атмосфере, т.е. будут изменяться  $\pi_k^*$ ,  $\eta_k$  и условия обтекания лопаток. Изменение указанных параметров по-разному сказывается на работе отдельных ступеней многоступенчатого компрессора.

Рассмотрим влияние  $G_B$  на условия работы различных ступеней при  $n = \text{const}$ . С увеличением  $G_B$  растет скорость  $c_a$  по всей проточной части компрессора. При этом рост  $c_a$  сопровождается уменьшением  $L_u$  в каждой ступени, так как уменьшается  $\Delta W_u$  (см. рис 4.1). При увеличении  $c_a$  увеличивается угол  $\beta_1$ , а угол атаки уменьшается и становится неоптимальным.

Уменьшение работы сжатия на ступенях сопровождается интенсивным увеличением скорости  $c_a$  (по сравнению с расчетным значением) на последних ступенях, так как это вызвано не только увеличением  $G_B$ , но и замедлением роста плотности воздуха (из-за уменьшения  $L_u$  в каждой ступени). Поэтому на последних ступенях особенно интенсивно снижается  $L_u$ . К тому же с увеличением  $c_a$  растут гидравлические потери из-за нерасчетного обтекания лопаток в каждой ступени (особенно последних), что сопровождается интенсивным снижением КПД.

Рассмотрим условия работы ступеней при снижении  $G_B$ . В этом случае

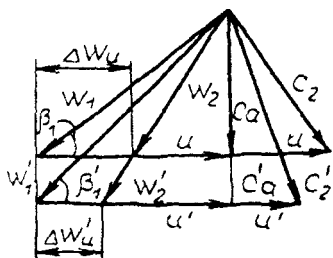


Рис. 4.1. Изменение планов скоростей ступени компрессора при увеличении расхода воздуха

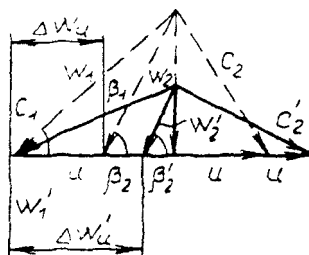


Рис. 4.2. Изменение планов скоростей ступени компрессора при уменьшении расхода воздуха

на первой ступени уменьшается  $c_{1a}$ , что при  $n = \text{const}$  сопровождается уменьшением  $\beta_1$ , увеличением положительного угла атаки и  $\Delta w_u$ , т.е. ростом  $L_u$ . При значительном увеличении  $i$  возможен срыв потока со спинки лопаток. *Возрастание работы на каждой ступени вызывает резкое увеличение плотности воздуха к последним ступеням. Это приводит к существенному уменьшению  $c_{1a}$  на последних ступенях, поэтому на них в первую очередь возникают срывные режимы (рис. 4.2).*

Теперь рассмотрим влияние величины  $n$  на работу разных ступеней компрессора. С уменьшением  $n$  работа в каждой ступени также уменьшается ( $L_u = u \Delta w_u$ ). Снижение сжатия воздуха сопровождается замедлением роста его плотности, и поэтому  $c_{1a}$  от ступени к ступени увеличивается. Замедление роста плотности воздуха по ступеням сопровождается увеличением сопротивления вдоль проточной части компрессора, что приводит к уменьшению расхода и через первую ступень. При этом если  $c_{1a}$  уменьшается быстрее, чем  $u$ , то увеличивается  $i$ , что может привести к срыву (рис. 4.3,а). Однако возможен вариант, когда снижение  $c_{1a}$  происходит пропорционально изменению  $u$  и величина угла атаки остается постоянной (рис. 4.3,б). Как правило, режим работы средних ступеней изменяется мало, так как уменьшение расхода и изменение частоты вращения почти не влияют на форму треугольников скоростей на входе в эти ступени.

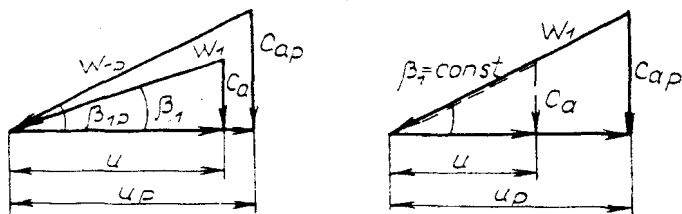


Рис. 4.3. Совместное влияние  $c_a$  и  $u$  на величину скоростей у входной кромки профиля

Чтобы знать характер изменения  $\pi_k^*$  и  $\eta_k$  компрессора в целом на режимах его работы, отличных от расчетного, а также чтобы установить границы возможных режимов неустойчивой работы, снимают характеристику компрессора, т.е. зависимость  $\pi_k^*$  и  $\eta_k$  от  $G_s$  и  $n$ .

Обычно такие характеристики получают экспериментально, так как расчетные методы дают значительные погрешности.

На рис. 4.4 приведена типичная схема стенда для испытания компрессора. Ротор последнего вращается электродвигателем или газовой турбиной. Для согласования частот вращения используют редуктор. В выходной магистрали компрессора устанавливается дроссель. Перед компрессором измеряют полное давление  $p_a^*$ , полную температуру  $t_a^*$ , перепад между полным и статическим давлением  $\Delta p_a^* = p_a^* - p_a$ . На выходе

из компрессора измеряют полное давление  $p_k^*$  и температуру  $t_k^*$ . Используя измерения, рассчитывают расход воздуха:

$$G_B = 40,4 F_B p_B^* q(\lambda_B) / \sqrt{T_B^*}, \quad (4.1)$$

где  $F_B$  - площадь коллектора,  $m^2$ ;

$p_B^*$  - полное давление,  $kPa$ ;

$T_B^* = 273 + t_B^*$  - полная температура,  $K$ ;

$q(\lambda_B)$  - газодинамическая функция, которая определяется с помощью таблиц ГДФ по величине

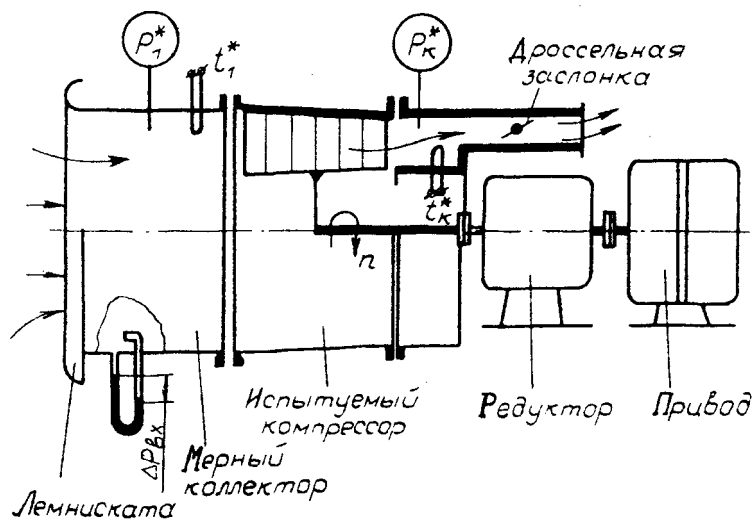


Рис. 4.4. Схема стенда для испытания компрессора

$$\pi(\lambda_B) = \frac{p_B}{p_B^*} = \frac{1 - \Delta p_B^*}{p_B^*}$$

Удельную работу компрессора находят по соотношению

$$L_k = c_p(T_k^* - T_B^*) = i_k^* - i_B^*$$

КПД компрессора может определяться двумя методами - по замеренным температурам ( $\eta_{\text{т}}$ ) и по замеренной мощности ( $\eta_{\text{кк}}$ ). С этой целью по

величине  $\pi_k^* = p_k^*/p_s^*$  рассчитывают изоэнтروпическую работу сжатия в компрессоре:

$$L_{кс}^* = \frac{k}{k-1} RT_B^* (\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1).$$

Тогда КПД по замеренным температурам

$$\eta_{кт} = L_{кс}^*/L_K. \quad (4.2)$$

Для определения КПД по замеренной мощности надо знать крутящий момент, передаваемый ротору компрессора, и частоту вращения ротора. Тогда мощность, потребляемую компрессором, можно найти из выражения

$$N_K = KM_{кр}n,$$

где  $K$  - коэффициент, учитывающий единицы измерения  $M_{кр}$  и  $n$ .

КПД компрессора, равный отношению  $L_{кс}^*/L_K$ , в этом случае найдем из выражения

$$\eta_{кН} = G_B L_{кс}^*/N_K. \quad (4.3)$$

Величины  $\eta_{кт}$  и  $\eta_{кН}$  должны совпадать. Их различие говорит о погрешностях измерения физических величин, входящих в расчет.

Итак, характеристику компрессора (зависимости  $\pi_k^*$  и  $\eta_k$  от изменения  $G_B$  и  $n$ ) обычно получают экспериментально (рис. 4.5). Зависимость  $\pi_k^* = f(G_B)$  при  $n = const$  называют напорной линией. Вид напорной линии объясняется следующим. Пусть при некотором расходе величина  $\pi_k^*$  соответствует точке "а". Если дроссель на выходе из компрессора прикрыть, то расход уменьшается, увеличивается угол атаки, растут  $\Delta w_b$  и  $\pi_k^*$ . Если и дальше уменьшать  $G_B$ , то последовательно пройдем по точкам "о" и "в". Однако при каком-то минимальном расходе, соответствующем точке "г", угол атаки становится столь значительным, что появляется срыв со спинки лопаток, т.е. режим становится неустойчивым. Таким образом, точка "г" является границей устойчивой работы.

Итак, при  $n = const$  с уменьшением расхода воздуха  $\pi_k^*$  возрастает, что обусловлено ростом  $L_{сш} = u\Delta w_b$  из-за увеличения  $\Delta w_b$ .

Если же от точки "а" двигаться вправо, т.е. в сторону увеличения расхода, то это приведет к росту угла  $\beta_1$ , снижению  $\Delta w_b$  и  $\pi_k^*$  (рис. 4.6). Начиная с некоторой точки "к", несмотря на то, что дроссель открывается, расход остается неизменным, а  $\pi_k^*$  снижается (вертикальный участок на напорной линии). Сохранение расхода постоянным при открытии дросселя связано с тем, что при повышенных значениях  $c_{1a}$  происходит срыв на корыте лопатки, и срывные зоны дросселируют проходное сечение. Величина  $\pi_k^*$  при этом снижается из-за роста профилейных сопротивлений.

Если и дальше открывать дроссель установки, то, начиная с какой-то точки "з", ни расход, ни  $\pi_k^*$  не изменяются. Это объясняется тем, что из-за значительного

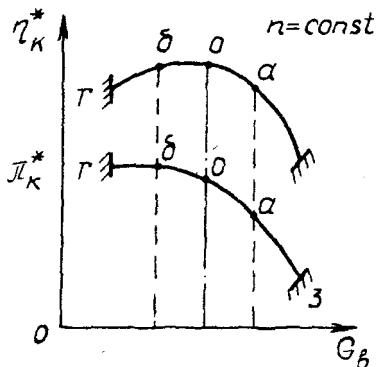


Рис. 4.5. Вид зависимостей  $\pi_k^* = f(G_B)$  и  $\eta_k^* = f(G_B)$

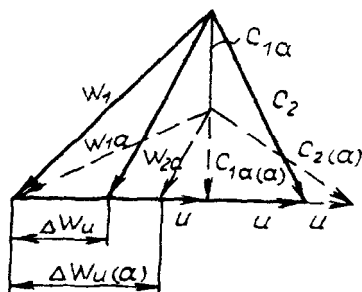


Рис. 4.6. К вопросу о влиянии  $G_B$  на величину  $\pi_k^*$

увеличения скорости на последних ступенях происходит заклинивание каналов направляющего аппарата последней ступени (т.е. в горловине каналов достигается звуковая скорость). Режим для точки "з" называют режимом "заклинивания" по выходу. При  $n = const$  с увеличением расхода воздуха  $\pi_k^*$  уменьшается, что связано с уменьшением  $L_{cm} = u\Delta W_u$  вследствие уменьшения  $\Delta\beta$ .

Теперь рассмотрим характер зависимости  $\eta_k^* = f(G_B)$ . Пусть оптимальные условия обтекания лопаток соответствуют точке "о" (см. рис. 4.5). При уменьшении расхода увеличивается угол атаки и быстро растут гидравлические потери. При этом из-за появляющихся срывов на спинке величина поворота потока  $\Delta\beta$  растет медленно, что и определяет снижение  $\eta_k$ . При расходе воздуха, соответствующем точке "з", достигается граница устойчивой работы компрессора; на меньших расходах эксплуатация недопустима.

При увеличении расхода от точки "о" происходит уменьшение угла атаки, снижение  $\Delta W_u$ , а следовательно,  $L_u$  и  $\eta_k$ . При значительном увеличении расхода не только снижается  $L_u$  (из-за уменьшения  $\Delta W_u$ ), но и увеличиваются потери из-за роста отрицательных значений углов атаки. Поэтому  $\eta_k$  на этом участке резко падает.

Если снять напорные линии при одном и том же значении  $p_0^* = const$  и  $T_0^* = const$  для нескольких значений частот вращения  $n$ , то получим



характеристику компрессора при данных условиях (рис. 4.7). Линия, соединяющая точки "г" всех напорных линий, называется границей устойчивых режимов работы; линия, соединяющая точки "з", - границей записания компрессора по выходу; линия о - о, соединяющая точки максимальных значений КПД, - линией оптимальных режимов. Естественно, что с увеличением  $n$  растет расход  $G_B$ , так как при этом компрессор прогоняет воздух более энергично.

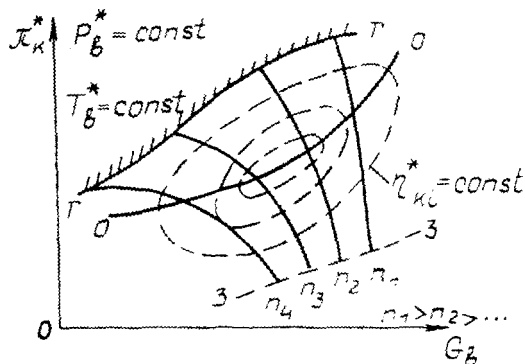


Рис. 4.7. Характеристика компрессора

С увеличением  $n$  при фиксированном положении дросселя на выходе из компрессора возрастает и  $p_k^*$ , так как увеличивается окружная скорость рабочего колеса. Таким образом, вся напорная линия смещается вправо и вверх. Причем с увеличением  $n$  закрытие дросселя обуславливает более интенсивный рост  $p_k^*$ , т.е. напорная линия проходит более круто при увеличении частоты вращения.

Максимальное значение КПД наблюдается обычно при значениях  $n$ , несколько меньших  $n_{расч}$ .

Характеристика компрессора получена при условии  $p_B^* = const$  и  $T_B^* = const$ . При эксплуатации компрессора на его входе могут меняться атмосферные условия, высота и скорость полета. Чтобы характеристики, полученные при определенных  $p_B^*$  и  $T_B^*$ , были пригодны для оценки работы компрессора при любых параметрах на входе в компрессор, их строят в критериях или параметрах подобия.

## 4.2. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ К ТЕЧЕНИЮ ГАЗА В КОМПРЕССОРЕ

Из общих законов движения жидкостей установлено, что условия подобия потоков соблюдаются при выполнении геометрического, кинематического и динамического подобия.

*Геометрическое подобие* - постоянство отношений сходственных геометрических размеров натуре и модели (причем должны моделироваться и величины шероховатости, и зазоры). *Кинематическое подобие* - подобие треугольников осредненных скоростей в сходственных точках проточной части натуре и модели. *Динамическое подобие* - подобие осредненных силовых полей. Доказывается, что динамическое подобие режимов поддерживается при равенстве безразмерных критериев Струхала, Рейнольдса и Эйлера.

Критерии Пекле и Фруда опускают, т.е. пренебрегают теплообменом и влиянием разницы сил земного тяготения. Для установившегося движения (а мы рассматриваем, как правило, только установившееся движение) критерий Струхала не влияет на подобие режимов.

При  $Re > 2 \cdot 10^5$  силы инерции настолько больше сил вязкости, что изменение числа  $Re$  не оказывает влияния на характеристики компрессоров. Обычно компрессоры работают при  $Re > (2,5 \dots 3,5) \cdot 10^5$ , т.е. в области автономности (независимости) по числу  $Re$  ( $Re = cl/v$ ), где  $c$  - скорость;  $i$  - характерный геометрический размер;  $v$  - кинематическая вязкость.

Остается критерий Эйлера, т.е. для выполнения условий динамического подобия режимов работы компрессоров достаточно равенства чисел Эйлера  $E_u = \frac{p}{\rho c^2}$ . Умножив и разделив правую часть чисел

Эйлера на величину  $k = \frac{c_p}{c_v}$ , получим  $E_u = \frac{k p}{k \rho c^2}$ . Но  $\frac{p}{\rho} = RT$ , тогда

$E_u = \frac{kRT}{kc^2}$ . Выражение  $kRT$  равно квадрату скорости звука  $a^2$ , поэтому

$E_u = \frac{a^2}{kc^2}$ . Отношение  $c/a$  представляет собой число Маха  $M$ ,

следовательно,  $E_u = \frac{1}{kM^2}$ .

Таким образом, для компрессоров критерием динамического подобия является число Маха. К примеру, в качестве критерия динамического подобия можно выбрать число Маха в относительном движении на входе в рабочее колесо  $M_{w1} = \text{const}$  (здесь  $M_{w1} = w_1 / \sqrt{kRT_1}$ ). Итак, если имеем один компрессор, работающий на разных режимах, или компрессоры геометрически подобные, то в качестве условий подобия необходимо равенство чисел Маха  $M_{w1}$  и подобие треугольников скоростей в

сходственных точках (кинематическое подобие). При подобии треугольников скоростей (рис. 4.8):

$$\frac{a_1}{a'_1} = \frac{u_1}{u'_1} = \frac{w_1}{w'_1} = \text{const}. \quad (4.4)$$

На подобных режимах  $M_{w_1} = \frac{w_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}} = M'_{w_1} = \frac{w'_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T'_1}} = \text{const}$ ,

т.е.  $\frac{w_1}{w'_1} = \frac{a_1}{a'_1} = \text{const}$ . Но из равенства (4.4)  $\frac{w_1}{w'_1} = \frac{u_1}{u'_1} = \frac{a_1}{a'_1}$ .

Следовательно,  $\frac{u_1}{a_1} = \frac{u'_1}{a'_1} = \text{const}$ , т.е.

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}} = M'_u = \frac{u'_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T'_1}} = \text{const}.$$

Таким образом, при условии соблюдения геометрического подобия режимы работы компрессора (или компрессоров) будут подобны, если обеспечить постоянство чисел  $M_{w_1}$  и  $M_u$  (подобие треугольников скоростей выполняется уже автоматически).

В полных курсах теории лопаточных машин далее обычно доказывается, что при  $M_{w_1} = \text{const}$  и  $M_u = \text{const}$  числа Маха и треугольники скоростей в решетках всех ступеней компрессора остаются неизменными. На подобных режимах все безразмерные величины и отношения параметров компрессора (или

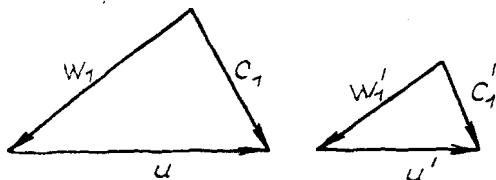


Рис. 4.8. Пример подобия треугольников скоростей ступени компрессора

компрессоров) одинаковы, т.е. одинаковы отношения давлений, температур, скоростей..., а также  $\eta_c$ . В этом весь смысл использования подобия режимов работы компрессора (или компрессоров).

Подобие течений газовых потоков дает возможность построения характеристик компрессоров в параметрах подобия, а также получения этих характеристик путем продувки моделей компрессоров.

### 4.3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРОВ В ПАРАМЕТРАХ ПОДОБИЯ

Числа  $M_{w1}$  и  $M_u$ , обеспечивающие подобие течения воздуха в компрессоре, называют *параметрами или критериями подобия режимов компрессора*.

Характеристики компрессора, построенные в параметрах подобия, не зависят от условий, при которых они получены, т.е. они универсальны.

Приведенная скорость  $\lambda = c/a_{кр}$  однозначно связана с числом Маха:

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{2}} \cdot \frac{M}{\sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2}}, \text{ поэтому } \lambda \text{ также может служить критерием}$$

*подобия*. Но приведенная скорость  $\lambda$  является основой газодинамических функций, следовательно *газодинамические функции могут быть использованы в качестве критериев подобия*.

Параметры  $M_{w1}$  и  $M_u$  не всегда удобны для анализа характеристик компрессора и для их построения часто выбирают величины, пропорциональные критериям подобия  $M_{w1}$  и  $M_u$ .

В эксплуатации основными параметрами, характеризующими работу компрессора, являются  $G$  и  $p$ , поэтому желательно иметь критериальные параметры, содержащие  $G$  и  $p$ . Например, приведенную скорость

$$\lambda_u = \frac{u}{a_{кр}} = \frac{u}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_s^*}} \text{ можно заменить отношением } \frac{u}{\sqrt{T_s^*}}, \text{ если же}$$

сравнивают подобные режимы одного компрессора, то отношением  $\frac{p}{\sqrt{T_s^*}}$ .

Чтобы найти критериальный параметр, содержащий секундный расход воздуха через компрессор, воспользуемся уравнением (1.23) и запишем уравнение расхода через входное сечение компрессора

$$G = m \frac{p_s^*}{\sqrt{T_s^*}} F_s q(\lambda_s).$$

Теперь представим последнее уравнение в таком виде:

$$\frac{G \sqrt{T_s^*}}{p_s^*} = m F_s q(\lambda_s),$$

где  $\frac{G \sqrt{T_s^*}}{p_s^*}$  - параметр расхода.

Коэффициент  $m = \text{const}$  и для воздуха равен  $m=0,0404$  (кг·К/Дж)<sup>0,5</sup>. Площадь входа в компрессор  $F_s = \text{const}$ .

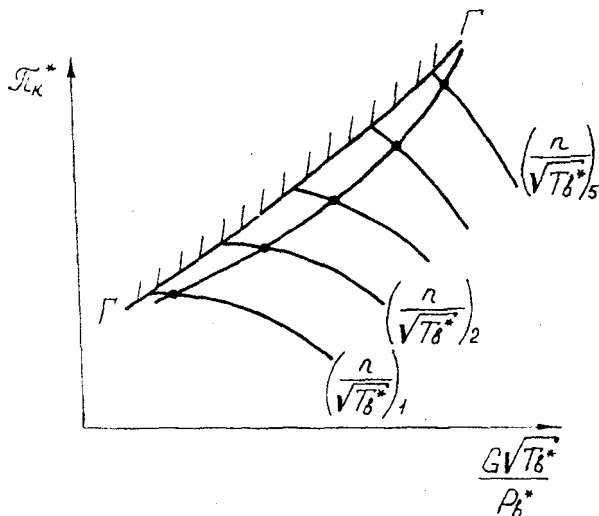


Рис. 4.9. Характеристика компрессора в параметрах  $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$  и  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^*}$

Следовательно, параметр расхода  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^*}$  пропорционален плотности тока  $q(\lambda_n)$ , но последняя есть однозначная функция числа Маха и  $\frac{G_0\sqrt{T_0^*}}{P_0^*} = \text{const}$  означает  $M = \text{const}$ .

Итак, параметры  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^*}$  и  $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$  - также являются критериями подобия режимов работы компрессора и могут быть использованы для построения универсальных характеристик.

На рис. 4.9 приведена характеристика компрессора с параметрами  $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$  и  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^*}$ . Из рисунка видно, что внешний вид универсальной характеристики практически тот же, что и характеристики  $\pi_{К}^* = f(G)$ , но универсальная характеристика дает зависимость критериальных параметров для широкого спектра значений  $T_0^*$  и  $P_0^*$ .

#### 4.4. ПРИВЕДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРА К СТАНДАРТНЫМ АТМОСФЕРНЫМ УСЛОВИЯМ

Степень повышения давления в компрессоре и массовый расход воздуха находятся в зависимости от температуры окружающего воздуха. Изменение атмосферного давления также оказывает влияние на  $G_v$  и в значительно меньшей степени на  $\pi_k^*$ . Таким образом, параметры воздуха на выходе из компрессора могут существенно зависеть от атмосферных условий.

Для возможности сравнения результатов испытаний компрессора, выполненных при различных погодных условиях, данные испытаний приводят к одинаковым (стандартным) атмосферным условиям:  $T_a^* = 288\text{K}$ ,  $p_a^* = 760 \text{ мм рт. ст. (101,325 кПа)}$ .

Для приведения результатов испытания к стандартным атмосферным условиям используют критериальные параметры расхода и частоты вращения

$$\frac{G_{з\text{ам}} \sqrt{T_{в\text{з\text{ам}}}^*}}{p_{з\text{ам}}^*} = \frac{G_{п\text{р}} \sqrt{288}}{101,325}; \quad (4.5)$$

$$\frac{n_{з\text{ам}}}{\sqrt{T_{в\text{з\text{ам}}}^*}} = \frac{n_{п\text{р}}}{\sqrt{288}}, \quad (4.6)$$

где индекс “зам” относится к измеренным значениям параметров, а “пр” - значениям, приведенным к стандартным атмосферным условиям.

#### 4.5. НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

В процессе эксплуатации возможны режимы работы, при которых на выходе из компрессора резко падают давление и расход воздуха. В этом случае хорошо слышен характерный “хлопок”, параметры потока на выходе пульсируют, и возникает вибрация лопаток. Такой режим работы компрессора называют неустойчивым.

Многочисленные эксперименты показали, что причиной возникновения неустойчивых режимов является *срыв потока со спинок лопаток*. Это происходит из-за увеличения углов атаки, вызванного снижением  $c_a$  или ростом  $u$ .

Чтобы выяснить физическую сущность возникновения неустойчивых режимов работы компрессора, рассмотрим его работу в системе с потребителем (рис. 4.10): вход - компрессор - ресивер - дроссель. В ГТД такая же система: ресивер - это камера сгорания, дроссель - это тепло, подводимое в камеру сгорания.

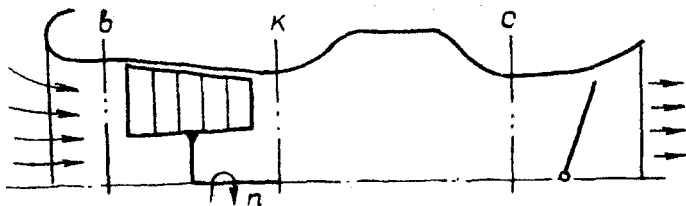


Рис. 4.10. Схема гидравлической системы в процессе работы компрессора

До сих пор для оценки работы компрессора мы пользовались таким понятием как напорная линия компрессора (зависимость степени повышения давления от величины расхода -  $\pi_k^* = f(G_B)$  при  $p = \text{const}$ ). Введем новое понятие - *характеристика системы*: зависимость потребной степени повышения давления от расхода воздуха, который необходимо обеспечить через систему. На рис. 4.11 нанесены напорная линия компрессора -  $\pi_k^* = f(G_B)$  (сплошная линия) и четыре характеристики системы  $\pi_c^* = f(G_B)$  (пунктирные линии  $c_1, c_2, c_3, c_4$ ) для различного уровня температуры в камере сгорания.

На установившемся режиме  $\pi_k^* = \pi_c^*$  - это точки пересечения характеристик  $c_1, c_2, c_3, c_4$  с линией  $\pi_k^* = f(G_B)$ , т.е. точки A, B, C, D, C', D'.

Режим работы компрессора в точках A, B, C, D' существенно отличается от режима в точках D и C'. В первых режим работы устойчивый, во вторых - неустойчивый.

*Устойчивым называется такой режим, когда случайное изменение расхода автоматически восстанавливается до первоначального.* Действительно, если в точке A произойдет уменьшение расхода (до уровня  $G_{BA}$ ), то потребный напор системы для заданного расхода воздуха  $\pi_{cA}^{II} < \pi_{kA}^*$ . Избыток напора компрессора повысит давление в ресивере, скорость истечения воздуха через сечение "с - с" (см. рис. 4.10) возрастает, а расход будет увеличиваться, пока не достигнет своего значения в точке A.

Если же в точке A произойдет случайное увеличение расхода через систему, то потребный напор для обеспечения этого расхода  $\pi_{cA}^{II}$  окажется больше, чем дает компрессор  $\pi_{kA}^*$ . При этом давление в ресивере начнет падать, расход через сечение "с - с" (т.е. через систему) будет снижаться, пока не достигнет расхода в точке A, где  $\pi_{kA}^* = \pi_{cA}^{II}$ . Также устойчив режим в точках B, C и D'.

Иначе обстоит дело в точках D и C'. Здесь тоже имеет место равенство  $\pi_{kB}^* = \pi_{cB}^{II}$ , но случайное уменьшение расхода в точке D или его увеличение в точке C' не приводит к автоматическому возвращению к расходу в этих точках.

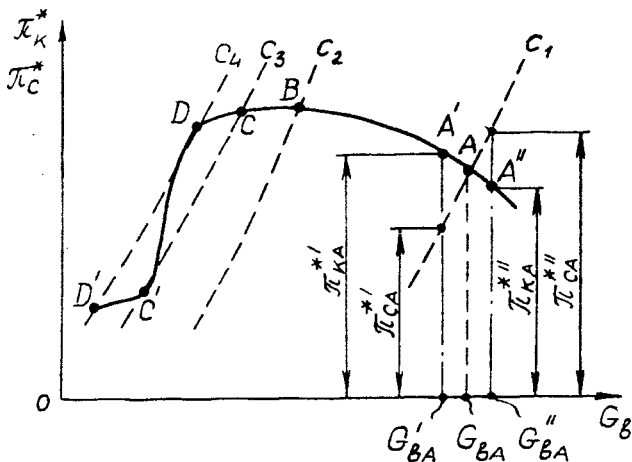


Рис. 4.11. К понятию устойчивых и неустойчивых режимов работы компрессора в системе

Действительно, при уменьшении расхода в точке D потребное значение  $\pi_c^*$  для его обеспечения окажется больше, чем дает компрессор  $\pi_k^*$ . Поэтому расход будет снижаться, пока не достигнет точки D', где обеспечена устойчивая работа компрессора.

При увеличении расхода в точке C' имеет место  $\pi_k^* > \pi_c^*$ . Поэтому он будет продолжать расти, пока не достигнет точки C. Таким образом, в точках D и C наблюдается неустойчивый режим работы в компрессоре.

Необратимый процесс перехода из точки D в точку D' приводит к потере статической устойчивости. Этот процесс происходит скачкообразно (промежуточные точки получить экспериментально не удастся). Причиной потери устойчивости чаще всего является неравномерность потока на входе в компрессор, вызывающая снижение скорости  $c_{1a}$  в отдельных участках. Это, в свою очередь, увеличивает угол атаки, что в конечном итоге приводит к срыву потока.

Таким образом, первоисточник потери устойчивости - отрыв потока в межлопаточных каналах компрессора.

Сначала очаги отрыва локализируются на стенках лопаток, затем разрастаются (если угол атаки растет) и полностью захватывают некоторые каналы. Обычно срывные зоны первоначально возникают на периферии лопаток и распространяются по части дуги лопаточного венца. Потом они развиваются по высоте лопаток в сторону корня. Если лопатки короткие, то зоны срывных течений занимают всю высоту лопатки.



Срывные зоны, возникшие в компрессоре, перемещаются в окружном направлении.

Рассмотрим одну из причин вращения срывных зон - *растекание потока воздуха по обе стороны зоны, занятой срывом.*

Эксперименты показали, что срыв сначала возникает на отдельных лопатках с наиболее неблагоприятными технологическими отклонениями от расчетной формы. Район срыва как бы закупоривает часть сечения канала (или весь канал) и поток начинает растекаться по обе стороны срыва (см. рис. 4.12).

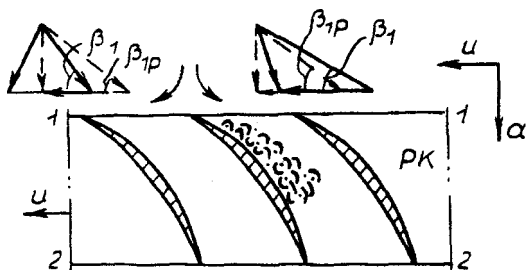


Рис. 4.12. Возникновение вращающегося срыва на лопатках РК:  
 --- расчетное обтекание; — нерасчетное обтекание

Рассмотрим простейший случай, когда на расчетном режиме  $c_1 = c_{1c}$  (т.е. вход осевой). За счет растекания потока (см. рис. 4.12) слева от зоны срыва появляется составляющая  $-c_{1c}$ , направленная против вращения колеса, что при  $u = \text{const}$  обуславливает уменьшение  $\beta_1$ , увеличение угла атаки и возникновение срыва на лопатках, расположенных слева от места зоны возникновения срыва.

Справа от зоны срыва (см. рис. 4.12) появляется составляющая  $+c_{1c}$ , направленная в сторону вращения колеса, что увеличивает  $\beta_1$  по сравнению с  $\beta_{1\text{рас}}$ . При этом уменьшается угол атаки и срыв прекращается.

*В конечном итоге зона срыва смещается относительно рабочего лопаточного венца в сторону, противоположную вращению колеса.*

В то же время действие растекания потока перед входом на направляющие лопатки даст противоположное вращение зоны срыва. Действительно, растекание слева от зоны срыва (см. рис. 4.13) увеличивает угол  $\alpha_2$ , т.е. уменьшает угол атаки лопаток и ликвидирует срыв. Растекание справа от зоны срыва уменьшает  $\alpha_2$ , т.е. увеличивает угол атаки НА, в результате чего срыв усиливается.

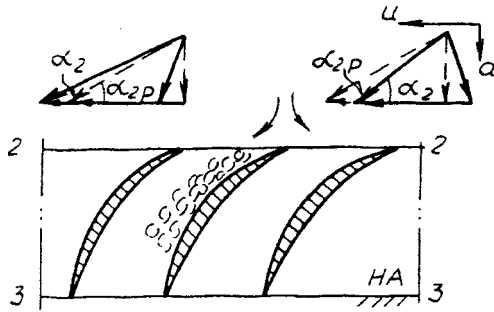


Рис. 4.13. Возникновение вращающегося срыва на лопатках НА:  
 --- расчетное обтекание; — нерасчетное обтекание

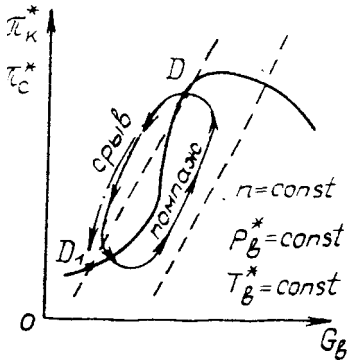


Рис. 4.14. Срывные и помпажные режимы работы компрессора

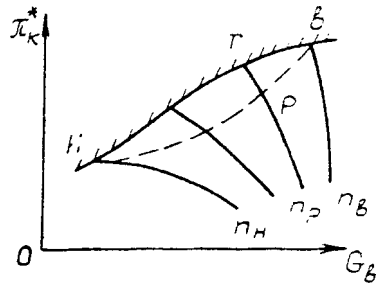


Рис. 4.15. К понятию запаса устойчивой работы компрессора

Итак, в направляющем аппарате срывная зона перемещается в сторону вращения колеса.

Возникающая зона срыва тормозит поток между двумя следующими друг за другом венцами, т.е. индуцирует срыв в них. В конечном итоге возникшие

зоны срыва формируются в единое целое и уменьшают “живую” площадь проходного сечения компрессора. Поэтому в бесрывных зонах растут осевые скорости потока и уменьшаются углы атаки.

Рабочие колеса увлекают срывные зоны и переносят их в сторону вращения, т.е. смещают срывную зону в направлении вращения. Но скорость смещения меньше скорости вращения колеса.

Развитие процесса после потери устойчивости принято делить на две разновидности - *срыв компрессора* и *помпаж* (рис. 4.14). *Срыв компрессора* – скачкообразный переход рабочей точки D в точку D<sub>1</sub>, при этом без внешних воздействий перейти в точку D компрессор не может. *Помпаж* - сильные низкочастотные колебания параметров воздуха в проточной части компрессора.

*Любая потеря устойчивости сопровождается пульсацией параметров потока*, что вызывает увеличение температуры в камере сгорания и вибрацию деталей компрессора. Все это может привести к серьезным авариям ГТД.

#### 4.6. РАБОЧИЕ РЕЖИМЫ И ЗАПАС УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА В СИСТЕМЕ ГТД

При работе компрессора в системе ГТД реализуется лишь часть тех режимов, которые можно получить при испытании компрессора на стенде. Обычно в ГТД каждому значению  $n$  на установившемся режиме соответствует одна рабочая точка, т.е. нельзя изменить  $G_b$ , не изменив  $n$ .

Соединив такие точки для различных значений  $n$ , получим рабочую линию (*линию рабочих режимов*) (рис. 4.15). Рабочая линия пересекает границу устойчивой работы компрессора в точках “н” и “в”. Точка “в” - верхний срыв; точка “н” - нижний срыв.

При эксплуатации ГТД не рекомендуется работать на режимах, близких к границе устойчивости, т.е. должен быть запас устойчивости. Принято запас устойчивости компрессора оценивать при данной частоте вращения по отношению  $\pi_{кр}^*/G_{вр}$  на границе устойчивости к  $\pi_{кр}^*/G_{вр}$  в рабочей точке :

$$K_y = \frac{\pi_{кр}^*/G_{вр}}{\pi_{кр}^*/G_{вр}}, \quad (4.7)$$

где  $K_y$  - коэффициент устойчивости компрессора.  
Запас устойчивости определяется в соответствии с выражением

$$\Delta K_y = (K_y - 1)100\%. \quad (4.8)$$

Обычно  $\Delta K_y = 10...20\%$ .

#### 4.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТД

Установлено, что при изменении режима работы компрессора (частоты вращения или расхода) обычно происходит рассогласование работы ступеней. Это может привести к срыву потока на лопатках и неустойчивой работе компрессора. Даже если не возникают срывные режимы, из-за рассогласования работы ступеней снижаются  $\eta_k$  и  $\pi_k^*$ . Более того, в этом случае появляются переменные аэродинамические силы, действующие на лопатки, которые могут привести к разрушению последних.

Таким образом, необходимо регулирование компрессоров, в задачу которого входит:

- сохранение устойчивой работы на всех эксплуатационных режимах;
- получение максимально возможных  $\eta_k$  и  $\pi_k^*$  на всех эксплуатационных режимах;
- исключение появления опасных автоколебаний лопаток.

Все отрицательные явления в работе компрессора обусловлены срывом потока со спинок лопаток, поэтому *основная задача регулирования компрессоров - создание устройств, позволяющих получить на всех режимах углы атаки, близкие к расчетным.*

Уменьшение рассогласования ступеней на нерасчетных режимах, т.е. регулирование работы ступеней компрессора, решается тремя способами: перепуском воздуха из одной или нескольких средних ступеней в атмосферу или второй контур; поворотом лопаток направляющего аппарата; применением многокаскадных компрессоров.

##### Регулирование перепуском воздуха

Если по каким-то причинам при неизменной частоте вращения уменьшится расход воздуха через компрессор, то уменьшится и осевая составляющая абсолютной скорости на входе в ступени. Чтобы избежать срыва потока на лопатках рабочего колеса из-за роста углов атаки часть потока за одной или несколькими средними ступенями, через специальные окна, выпускают в атмосферу или во второй контур. При этом резко снижается противодавление за ступенями, расположенными перед выпускными окнами, что приводит к увеличению расхода через эти ступени. В результате на этих ступенях возрастает скорость  $c_a$ , уменьшается угол атаки и обтекание лопаток становится близким к расчетному.

Увеличение расхода (т.е. увеличение  $c_a$ ) через ступени перед окнами выпуска уменьшает работу, передаваемую каждому кг воздуха на этих ступенях, что снижает рост величины массовой плотности воздуха в процессе сжатия в этих ступенях. Это приводит к росту скорости  $c_a$  на ступенях за перепускными окнами и угол атаки при перепуске на этих ступенях уменьшается.

Итак, за счет перепуска воздуха первые и последние ступени работают в условиях, близких к оптимальным (т.е.  $\eta_k$  увеличивается), и, главное, ликвидируется возможность срыва работы компрессора.

Работа, передаваемая каждому кг воздуха на первых ступенях, при перепуске уменьшается, т.к. увеличивается его расход. На последних ступенях она увеличивается, поэтому изменение  $\pi_k$  зависит от соотношения работ на первых и последних ступенях. Следует отметить, что запас устойчивости на последних ступенях при перепуске уменьшается, так как уменьшается  $c_a$  и возможен срыв со спинки лопатки.

Перепуск осуществляется через окна, закрываемые лентой или клапанами. При  $\pi_k > 7$  перепуск осуществляется на двух или трех средних ступенях, причем по мере уменьшения частоты вращения сначала открываются окна, расположенные у входа в компрессор, потом последовательно другие. Выпускается от 15 до 25% воздуха, поступающего в компрессор.

Перепуск прост в осуществлении, но вызывает ряд отрицательных явлений: растет температура перед турбиной, снижается тяга. Кроме того, нельзя регулировать компрессор при больших значениях частот вращения, так как возможно возникновение срыва на последних ступенях.

### Регулирование поворотом лопаток направляющего аппарата.

Основная задача регулирования - сохранить угол атаки близким к расчетному при изменении частоты вращения и расхода. В частности, эта задача может быть решена изменением угла наклона направляющего аппарата первой ступени или спрямляющего аппарата следующих ступеней. Если расход уменьшился по сравнению с расчетным, то осевая составляющая скорости  $c_{aII} < c_{a \text{ расч.}}$ . Чтобы сохранить угол атаки, надо

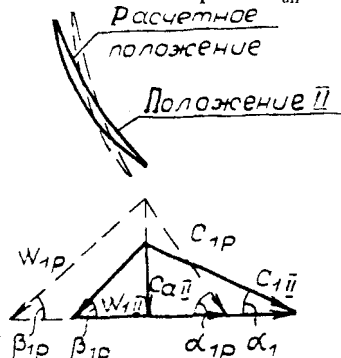


Рис. 4.16. Схема поворота лопаток РНА при  $c_{aII} < c_{a \text{ расч.}}$

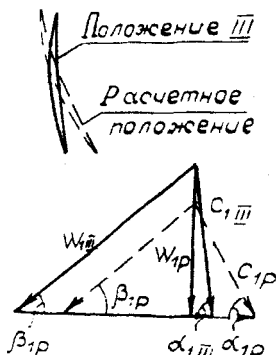


Рис. 4.17. Схема поворота лопаток РНА при  $c_{aIII} > c_{a \text{ расч.}}$

сохранить величину угла  $\beta_1$ . С этой целью лопатки НА или СА поворачивают в положение II (см. рис. 4.16), при этом  $\alpha_{1 II} < \alpha_{1 \text{ расч}}$ . Если же расход больше расчетного, то  $c_{II \text{ расч}} < c_{III}$  (см. рис. 4.17), и чтобы сохранить величину угла  $\beta_1 = \beta_{1 \text{ расч}}$  надо увеличить угол  $\alpha_{1 \text{ расч}}$  до  $\alpha_{1 III}$ . Вначале регулирование поворотом лопаток осуществлялось изменением угла наклона лопаток направляющего аппарата первой ступени. В настоящее время на некоторых ГТД осуществляется поворот лопаток спрямляющих аппаратов трех или даже семи ступеней. Это усложняет конструкцию компрессора, но существенно снижает возможность появления срывных режимов и повышает значение КПД компрессора в широком диапазоне изменения расхода и частоты вращения.

### **Регулирование применением многокаскадных компрессоров**

Многокаскадные схемы применяют при суммарной степени сжатия  $\pi_k^* > 10$ .

Рассмотрим принцип регулирования в двухкаскадном компрессоре. Если по каким-то причинам снизится расход воздуха по сравнению с расчетным, то уменьшится и осевая скорость  $c_a$  на первых ступенях компрессора. Если при этом снизить частоту вращения КНД, т.е. уменьшить  $u$ , то можно сохранить расчетное значение угла атаки.

При уменьшении частоты вращения КНД уменьшается работа сжатия в ступенях каскада, что приводит к увеличению скорости  $c_a$  на ступенях КВД. Если при этом увеличить частоту вращения КВД, то можно сохранить значение углов атаки в ступенях близким к расчетному.

Таким образом, сохраняется угол атаки, близкий к расчетному, и на первых, и на последних ступенях, что не только исключает срыв, но и сохраняет высокие значения  $\eta_k$  и  $\pi_k^*$ .

Более того, разделение компрессора на каскады обуславливает привод каждого из них своей турбиной и улучшает условия работы турбин КВД и КНД.

## 5. АВИАЦИОННЫЕ ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

### 5.1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Турбина - это лопаточная машина, в которой происходит отбор энергии от сжатого и нагретого газа и преобразование ее в механическую энергию вращения ротора.

На рис. 5.1 представлена схема одноступенчатой газовой турбины. Из камеры сгорания газ поступает в сопловой аппарат 1, который спроектирован так, что при движении по его каналам происходит увеличение скорости потока газа за счет снижения температуры и давления последнего. Скорость газа на выходе из соплового аппарата составляет 700...1200 м/с. Заметим, что скорость ураганного ветра 35 м/с, при скорости 100...150 м/с ветер сваливает деревья, дома, переворачивает машины, уносит людей и животных.

Кроме преобразования потенциальной энергии в кинетическую, сопловой аппарат направляет поток рабочего тела под заданным углом на колесо 2. С большой скоростью (следовательно, и кинетической энергией) газ попадает на рабочие лопатки. Благодаря тому, что лопатки имеют специальную форму, часть кинетической энергии газа преобразуется в

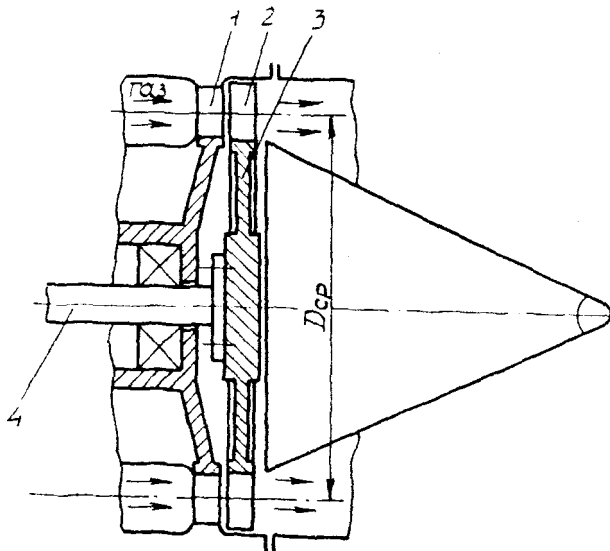


Рис. 5.1. Схема одноступенчатой турбины

механическую. Сопловые лопатки неподвижны, а рабочие лопатки соединены с диском 3 и вращаются вместе с ним. Рабочие лопатки и диск образуют рабочее колесо. Последнее соединено с валом 4. *Совокупность соплового аппарата с последующим за ним рабочим колесом называют ступенью турбины.* Турбины могут иметь несколько ступеней.

Чтобы понять механизм превращения скорости газа в механическую энергию, рассмотрим сопловый аппарат и рабочее колесо цилиндрической поверхностью  $D_{ср}$ , а сечение развернем на плоскость. Получим так называемую плоскую решетку профилей соплового аппарата и рабочего колеса (рис. 5.2). Экспериментальные исследования показывают, что давление на вогнутой части (корытце) значительно больше, чем на выпуклой, называемой спинкой (рис. 5.3).

Разность давлений на корытце и спинке складывается из следующих составляющих:

- активное действие газа, набегающего на профиль лопатки (рис. 5.4);
- действие центробежных сил при движении газа по криволинейной поверхности корытца лопатки (рис. 5.5);
- действие реактивной силы, образующейся при расширении газа в каналах рабочих лопаток, т.е. в случае, когда от входа к выходу из каналов рабочих лопаток относительная скорость потока газа увеличивается (рис. 5.6).

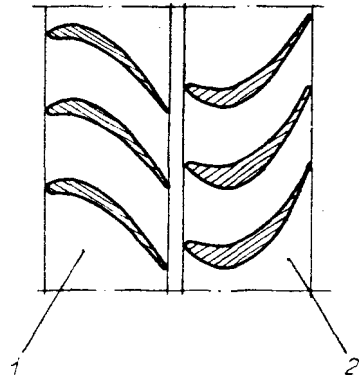


Рис. 5.2. Плоские решетки профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса: 1 - сопловая решетка; 2 - рабочая решетка

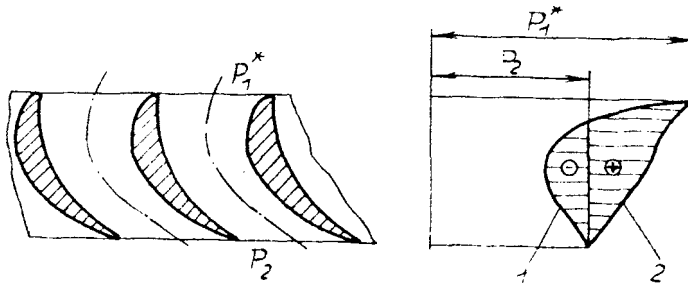


Рис. 5.3. Схема распределения давления по профилю лопатки рабочего колеса: изменение давления по спинке (1) и по корытцу (2)



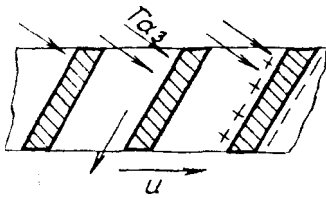


Рис. 5.4. Схема активного действия газа, набегавшего на прямолинейную лопатку

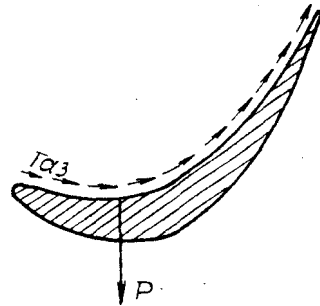


Рис. 5.5. Схема действия центробежной силы, возникающей при движении газа вдоль криволинейной поверхности

Равнодействующая всех сил, действующих на все лопатки, и создает крутящий момент на валу ступени турбины.

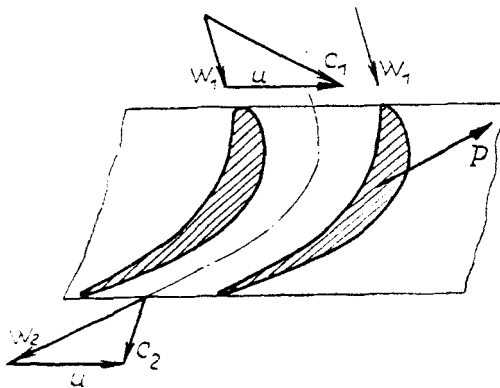


Рис. 5.6. Схема действия реактивной силы  $P$  при движении газа с ускорением в сужающемся межлопаточном канале рабочего колеса

Если расширение газа происходит лишь на лопатках соплового аппарата, то такие ступени турбины называют активными. Если расширение газа происходит и в сопловом аппарате, и в каналах рабочего колеса, то такие ступени турбины называют реактивными.

Рассмотрим изменение основных параметров газа при его движении по элементам ступени турбины. Условимся индексом "0" обозначать параметры газа на входе в сопловый аппарат, индексом "1" - на выходе из него и индексом "2" - на выходе из рабочего колеса.

На рис. 5.7 приведена качественная картина изменения параметров в активной ступени, а на рис. 5.8 - в реактивной ступени. В сопловых

аппаратах обеих ступеней статическое давление  $p$  и температура  $T$  уменьшаются вследствие увеличения скорости  $c$  в абсолютном движении и сужающихся межлопаточных каналах.

В рабочих колесах абсолютная скорость  $c$  уменьшается из-за преобразования части кинетической энергии потока в механическую энергию вращения рабочего колеса. При этом в активной ступени (см. рис. 5.7) вследствие равенства давлений  $p_1 = p_2$  скорость потока в относительном движении можно считать неизменной ( $w_1 = w_2$ ) в случае идеального невязкого газа. Статическая температура газа будет оставаться постоянной ( $T_1 = T_2$ ). Если же учесть вязкость газа, то скорость  $w_2$  будет меньше  $w_1$ , а температура  $T_2$  - больше температуры  $T_1$ .

В рабочем колесе реактивной ступени (см. рис. 5.8) вследствие уменьшения статического давления  $p$  скорость газа в относительном

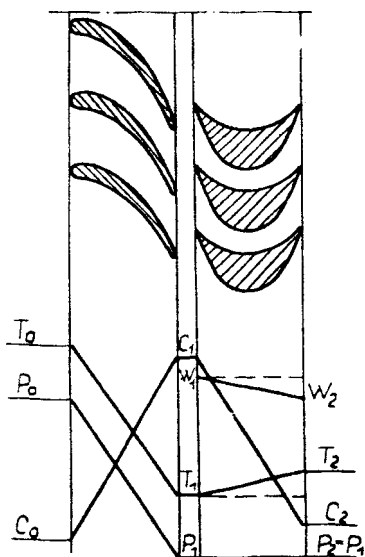


Рис. 5.7. Изменение параметров газа в активной ступени: --- идеальный процесс в рабочем колесе; — реальный процесс

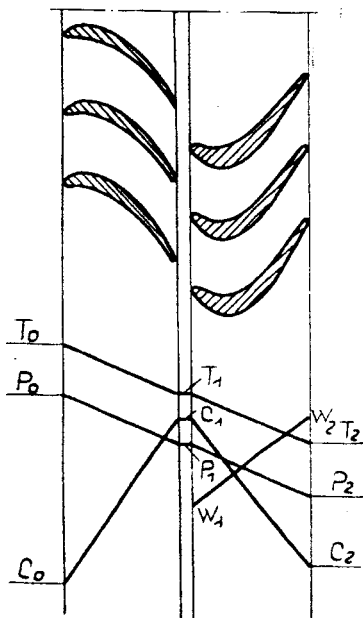


Рис. 5.8. Изменение параметров газа в реактивной ступени

движении увеличивается, а статическая температура уменьшается.

Запас общей энергии газа на входе в ступень выражается его энтальпией  $i_0^* = c_p T_0^* = c_p T_0 + 0,5c_0^2$ . Разность энтальпий называют *теплоперепадом*. На сопловом аппарате теплоперепад равен  $L_{CA} = i_0^* - i_1$ , на рабочем колесе -  $L_{PK} = i_1 - i_2$ , на всей ступени -  $L_{cm} = i_0^* - i_2$ .

Для оценки распределения общего теплоперепада между сопловым аппаратом и рабочим колесом вводится понятие степени реактивности ступени:

$$\rho_T = \frac{L_{PK}}{L_{CA} + L_{PK}} = \frac{L_{PK}}{L_{cm}}. \quad (5.1)$$

*Степень реактивности есть отношение теплоперепада на рабочем колесе к общему теплоперепаду на всей ступени.*

Какие особенности имеет газовая турбина как тепловой двигатель? Почему в последние годы возник большой интерес к газовым турбинам?

Особенности газовой турбины как теплового двигателя следующие: отсутствие возвратно-поступательно движущихся масс; непрерывность процесса; высокая частота вращения ротора; более высокое значение КПД по сравнению с другими тепловыми двигателями.

Таким образом, газовые турбины имеют ряд преимуществ по сравнению, например, с двигателями внутреннего сгорания. Вместе с тем указанные преимущества проявляются только при высоких температурах газа на входе в сопловый аппарат (при  $T_0^* > 1000$  К). Температура газа на входе в современные турбины достигает 1400...1650 К. Такой высокий уровень температур обуславливает применение в конструкции турбин деталей из материалов, имеющих высокую жаропрочность и жаростойкость. Однако обнадеживающие результаты в области создания таких материалов и разработки технологии изготовления из них деталей появились только в середине сороковых годов нашего столетия. Именно к этому времени и относится начало интенсивного развития газовых турбин и применения их в авиационных двигателях.

Конечно, большое значение при создании авиационных турбин имели работы в области теории и конструкции газовых турбин. Здесь уместно назвать ученых, чьи работы в этой области были основополагающими.

Известно, что в 1791 г., англичанин Джон Барбер разработал проект газотурбинного двигателя, но, по-видимому, двигатель не был построен. В 1872 г. Штольце сконструировал газотурбинную установку, которая имела вид, близкий к современным установкам. Испытания ее проводились в начале XX века, но были мало утешительными. В 1897 г. русский инженер П.Д. Кузьминский построил и впервые в мире успешно провел испытания газотурбинной установки. К сожалению, закончить испытания он не успел - умер в 1900 г. С 1903 по 1906 гг. построено несколько опытных газотурбинных установок французскими инженерами Арменго и Лемалем. В 1908 г. русский инженер В.В. Караводин предложил и построил газовую

турбину с пульсирующим циклом работы. С 1903 г. много работает над созданием газовых турбин с постоянным объемом сгорания проф. Хольцварт. Конструкция турбины была сложной, но ее КПД, достигавший 17...18%, для того времени был высоким.

Многие ученые считали, что турбинам со сгоранием при  $v = \text{const}$  принадлежит будущее. И это мнение многие годы заставляло научную мысль работать в этом направлении. Однако в 1933 г. Г.И. Зотиков опубликовал монографию "Проблема турбины внутреннего сгорания", где доказал, что путь развития газовых турбин - сгорание при  $p = \text{const}$ .

В период с 1912 по 1918 гг. отец русской авиации Н.Е. Жуковский опубликовал серию работ по вихревой теории гребных винтов и осевых вентиляторов. Этими работами была заложена основа современной теории турбомашин.

Огромное влияние на развитие турбостроения оказали работы знаменитого словацкого ученого А. Стодола (1859 - 1942 гг.). Он создал теорию паровых и газовых турбин. Его капитальный труд "Паровые и газовые турбины", последнее издание которого вышло в 1924г., до сих пор имеет огромное значение, и на эту работу ссылаются почти все авторы крупных современных работ по паровым и газовым турбинам.

Большой вклад в развитие турбостроения внесли работы советских ученых. В 1925 г. проф. В.М. Маковский опубликовал монографию "Опыт исследования турбин внутреннего сгорания с постоянным давлением". В 1935 г. В.В. Уваров опубликовал монографию "Газовые турбины". В то время это была крупнейшая работа по газовым турбинам. Через десять лет В.В. Уваров опубликовал еще ряд работ. Из них особую ценность представляют работы по профилированию лопаток. Большое влияние на развитие газовых турбин оказали монографии профессоров Г.С. Жирицкого (1950 г.), И.И. Кириллова (1956 г.) и Я.И. Шнез.

Развитие теории газовых турбин в СССР многим обязано работам академика Стечкина Б.С. и других советских ученых (Дейча М.Е., Степанова Г.Ю., Холшевникова К.В.).

## 5.2. ПЛОСКАЯ РЕШЕТКА ПРОФИЛЕЙ И ЕЕ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Если ступень турбины расечь цилиндрической поверхностью, а затем поверхность сечения развернуть на плоскость, то получим так называемые плоские решетки профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса. Вогнутую поверхность лопатки называют корытцем, а выпуклую - спинкой.

Рассмотрим основные геометрические параметры плоской решетки рабочих лопаток турбины (рис. 5.9). Для сопловых лопаток плоская решетка имеет аналогичные параметры.

*Средняя линия профиля* - геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль. *Хорда профиля*  $b$  - расстояние между крайними

точками средней линии. *Фронтальная линия* - линия, соединяющая одноименные точки профилей. *Ось решетки* - линия, перпендикулярная фронтальной. *Угол установки профиля  $\gamma_{уст}$*  - угол между хордой и фронтальной линией. *Ширина решетки  $S$*  - расстояние между крайними точками средней линии, измеренное в направлении оси. *Горло решетки  $a_z$*  - минимальное расстояние между корытцем и спинкой соседних лопаток. *Шаг решетки  $t$*  - расстояние между одноименными точками соседних профилей, измеренное по фронту решетки. *Входной лопаточный угол  $\beta_{1n}$*  - угол между касательной к средней линии на входе и фронтальной линией. *Выходной лопаточный угол  $\beta_{2n}$*  - угол между касательной к средней линии на выходе и фронтальной линией.

В практике расчетов часто пользуются относительными параметрами:

$\frac{b}{t}$  - *плотность решетки*; *относительный шаг* -  $\frac{t}{b}$ .

Если среднюю величину угла набегающего потока газа обозначить  $\alpha_0$  для соплового аппарата и  $\beta_1$  для рабочих лопаток, то разности  $(\alpha_{0n} - \alpha_0)$  и

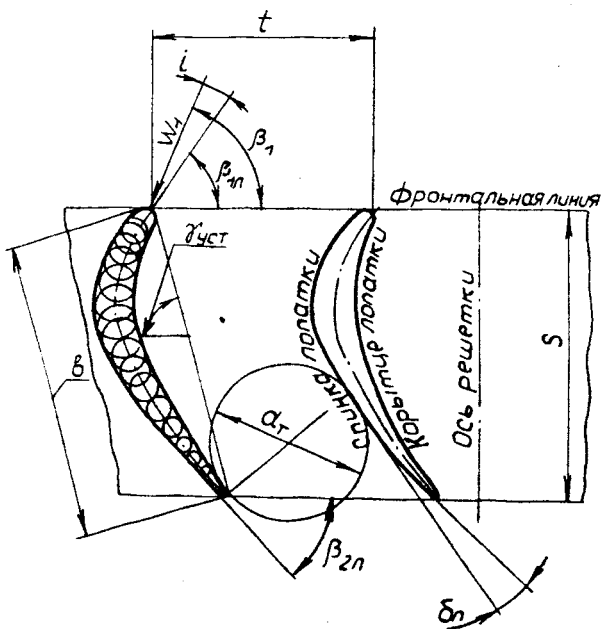


Рис. 5.9. Основные параметры плоской решетки профилей рабочих лопаток

$(\beta_{1n} - \beta_1)$  составят так называемые углы атаки -  $i$  набегающего газа на сопловые и рабочие лопатки.

### 5.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СОПЛОВИ АППАРАТЕ

Известно, что для вращения рабочего колеса необходимо, чтобы газ с большой скоростью поступал на рабочие лопатки. Сопловой аппарат служит для преобразования потенциальной энергии (давления и температуры) рабочего тела в кинетическую. Однако для получения высокого значения КПД подвод газа к лопаткам рабочего колеса должен осуществляться под определенным углом. Сопловой аппарат решает и эту задачу, т.е. направляет газ под заданным углом на рабочие лопатки. Поэтому иногда сопловой аппарат называют направляющим аппаратом. Но это название в полной мере можно отнести лишь к сопловым аппаратам второй, третьей и последующих ступеней колеса Кертиса, где действительно изменяется лишь направление газа.

*Таким образом, сопловой аппарат служит для преобразования потенциальной энергии газа в кинетическую и для подвода газа к рабочим лопаткам под заданным углом.*

Сначала посмотрим как реализуется первая задача - преобразование потенциальной энергии в кинетическую. Для этого рассмотрим процесс истечения газа из простого сужающегося сопла (рис. 5.10).

Пусть в цилиндре под поршнем находится газ с параметрами  $p_0^*$  и  $T_0^*$ . Из соплового насадка вытекает газ. При этом условия истечения не изменяются, так как на поршень действует постоянное усилие. При движении газа по сужающемуся участку от сечения 0-0 до сечения 1-1 его скорость растет за счет снижения статического давления и температуры. Если перепад давления на сопле докритический, до расширения в сопле происходит до давления окружающей среды ( $p_1 = p_n$ ). Нужно определить статическую температуру и скорость течения газа в сечении 1-1, т.е. на выходе из сопла.

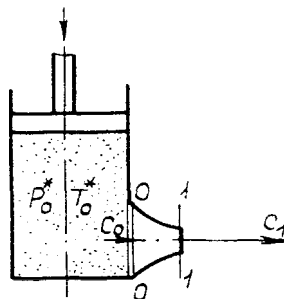


Рис. 5.10. Схема истечения газа из сужающегося сопла

Для упрощения будем считать, что теплообмена с внешней средой на участке от сечения 0-0 до сечения 1-1 не происходит и потери на трение отсутствуют.

Для изоэнтропического процесса имеет место соотношение:

$$\frac{T_{1s}}{T_0^*} = \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (5.2) \quad \text{и} \quad T_{1s} = T_0^* \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (5.3)$$

Для определения скорости истечения из сопла воспользуемся тем, что сопло представляет собой энергоизолированную систему (энергия не подводится и не отводится), поэтому

$$i_0 + \frac{c_0^2}{2} = i_{1s} + \frac{c_{1s}^2}{2},$$

откуда

$$c_{1s} = \sqrt{2(i_0 - i_{1s}) + c_0^2} \quad (5.4)$$

или

$$c_{1s} = \sqrt{2c_p(T_0 - T_{1s}) + c_0^2} = \sqrt{2c_p T_0 \left(1 - \frac{T_{1s}}{T_0}\right) + c_0^2}. \quad (5.5)$$

Заменим отношение  $\frac{T_{1s}}{T_0}$  отношением  $\frac{p_1}{p_0^*}$ , тогда получим

$$c_{1s} = \sqrt{2c_p T_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] + c_0^2}. \quad (5.6)$$

Если перейти к параметрам торможения, то уравнение (5.5) примет вид:

$$c_{1s} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}.$$

Последнее уравнение преобразуем, заменяя  $c_p = \frac{k}{k-1} R$ .

$$c_{1s} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \quad (5.7)$$

Из формулы (5.7) следует, что скорость истечения увеличивается с ростом  $T_0^*$  и  $p_0^*$ . Если известны физические константы рабочего тела ( $k$  и  $R$ ), его параметры на входе в сопло  $p_0^*$ ,  $T_0^*$  и давление  $p_1$  на выходе из него, то по формуле (5.7) можно подсчитать теоретическую (без потерь) скорость истечения из сопла  $c_{1s}$ . Если в формулу (5.7) вместо  $p_1$  подставить любое значение  $p$  на участке от 0-0 до 1-1, то можно найти скорость в любом сечении сопла.



Рис. 5.11. Форма сопла Лаваля

Из курса газовой динамики известно, что в сужающемся сопле наибольшая скорость, которую можно получить, есть скорость звука. Для получения сверхзвуковых скоростей необходимо применение сопла Лаваля (рис. 5.11).

Величину потребной площади сечения сопла при изэнтропическом течении газа в зависимости от параметров потока в данном сечении можно найти по формуле

$$f_s = \frac{G_s}{c_s \cdot \rho_s} = \frac{G_s \cdot v_s}{c_s},$$

где  $v_s$  - удельный объем газа.

Если вместо  $c_s$  подставить значение  $c_{1s}$  из формулы (5.7), то получим формулу для определения площади сопла в сечении 1-1:

$$f_{1s} = \frac{G_s \cdot v_{1s}}{\sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}.$$

Площадь любого сечения сопла, с учетом того, что  $v_s = \frac{RT_s}{p}$ , может быть определена по формуле

$$f_s = \frac{G_s \frac{RT_s}{p}}{\sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}} ,$$

где  $p$  и  $T_s$  - текущие значения параметров по длине сопла.

Для изэнтропического процесса  $T_s = T_0^* \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ , тогда:

$$f_s = \frac{G_s \cdot RT_0^* \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{p \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}} \quad \text{или}$$

$$f_s = \frac{G_s \sqrt{RT_0^*}}{\left( \frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot p \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}} \quad (5.8)$$

Но  $\frac{p}{p_0} \frac{k-1}{k} = p_0^{\frac{1}{k}}$ . Величину  $p_0^{\frac{k-1}{k}}$  можно представить в таком виде

$p_0^{\frac{k-1}{k}} = \frac{p_0^*}{p_0^{*\frac{1}{k}}}$ . Тогда уравнение (5.8) примет вид:

$$f_s = \frac{G_s \sqrt{RT_0^*}}{p_0^{*\frac{1}{k}} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}} \quad \text{или}$$



$$f_s = \frac{G_s \sqrt{RT_0^*}}{p_0^* \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_0^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}} \quad (5.9)$$

Если по формуле (5.9) построить график изменения  $f_s$  в зависимости от отношения  $\frac{p}{p_0^*}$ , то получим кривую, представленную на рис. 5.12. Обратим внимание, что в начале координат единица, т.е.  $\frac{p}{p_0^*} = 1$  и  $p = p_0^*$ .

До критического сечения сопло сужается, а затем расширяется. Такое изменение площади, несмотря на непрерывное увеличение скорости, объясняется характером изменения удельного объема по длине сопла

( $f_s = \frac{G_s \cdot v_s}{c_s}$ ). В сужающейся части сопла скорость течения газа растет быстрее удельного объема и поэтому необходимая площадь сопла уменьшается. В расширяющейся части рост удельного объема превалирует над ростом скорости и необходимая площадь сопла увеличивается.

Отношение давлений, соответствующее минимальной площади проходного сечения сопла, называют *критическим отношением*:

$$\frac{p_{кр}}{p_0^*} = \beta_{кр}; \quad \beta_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5.10)$$

Критическая скорость определяется известным соотношением:

$$c_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^*}$$

Теперь рассмотрим от чего зависит и как меняется расход через сужающееся сопло. Для этого воспользуемся рис. 5.10.

Пусть окружающее давление  $p_n$ , т.е. давление в среде, куда происходит истечение, постепенно уменьшается от значения  $p_0^*$  (т.е. давления в сосуде) до нуля. При уменьшении  $p_n$  уменьшается и давление в устье сопла  $p_1$ . Снижение  $p_1$  происходит до тех пор, пока оно не достигнет значения  $p_1 = p_{кр}$ . Дальнейшее уменьшение уже не приводит к снижению  $p_1$ , и давление в выходном сечении сопла остается равным  $p_{кр}$ , т.е.  $p_1 = p_{кр}$ . Перепад давлений  $p_{кр} - p_n$  вызывает резкое расширение газа за соплом. Но эта работа расширения практически не приводит к увеличению скорости истечения, так как затрачивается на разрыв струи и создание волновых колебаний.

Найдем расход газа через сужающееся сопло из уравнения (5.9):

$$G_s = f_1 \frac{p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5.11)$$

Если по формуле (5.11) построить зависимость  $G_s$  от  $p_1$ , то получим кривую *oba* (рис. 5.13). В действительности процесс пойдет по линии *abd*, так как при уменьшении  $p_1$  от точки *b* в формуле (5.11) нужно подставлять не

значение давления среды за соплом, а критическое давление  $p_{кр}$ . Поэтому, несмотря на уменьшение давления в окружающей среде, давление в

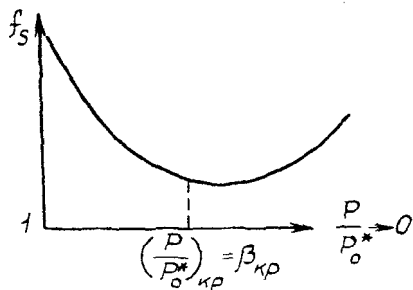


Рис. 5.12. Характер изменения площади поперечного сечения сопла

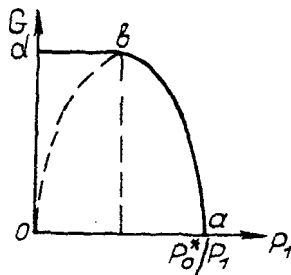


Рис. 5.13. Теоретическая и действительная зависимости расхода от перепада давления

критическом сечении остается постоянным. Следовательно, при понижении  $P_1$  (окружающего давления) до величины меньше критической *расход газа остается постоянным, равным расходу на критическом перепаде давлений. Таким образом, критическое сечение сопла определяет расход через сопло. Поэтому и для сопла Лаваля расход определяется критическим сечением.*

#### 5.4.ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС ИСТЕЧЕНИЯ ГАЗА ИЗ СОПЛА

При движении по межлопаточному каналу часть энергии газа тратится на трение о стенки, вихреобразование и радиальные течения. Поэтому действительная скорость истечения  $c_1$  меньше изоэнтропической  $c_{1s}$ . Энергия, затраченная на трение и вихреобразование, превращается в тепло и вновь передается газу, что увеличивает его энтальпию по статическим параметрам на выходе из сопла по сравнению с изоэнтропическим процессом расширения (рис. 5.14)

$$i_1 > i_{1s} \text{ и } i_0^* - i_{1s} > i_0^* - i_1.$$

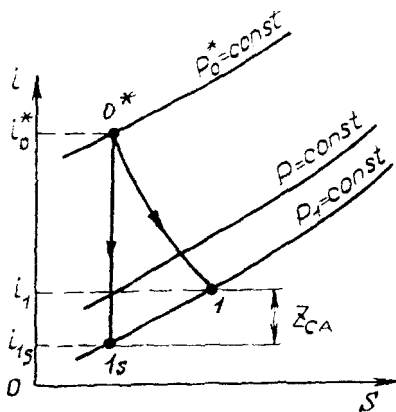


Рис. 5.14. Изображение изоэнтропического и действительного процессов расширения газа в сопловом аппарате в  $i$ - $s$  - координатах

Разность энтальпий затрачивается на увеличение кинетической энергии потока газа, протекающего по каналам соплового аппарата:

$i_0^* - i_{1s} = \frac{c_{1s}^2}{2}$  - для течения без потерь;  $i_0^* - i_1 = \frac{c_1^2}{2}$  - для течения с потерями. Отсюда потеря энергии в сопле, отнесенная к 1 кг газа:

$$Z_{CA} = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (i_0^* - i_{1s}) - (i_0^* - i_1) = i_1 - i_{1s} \text{ или}$$

$$Z_{CA} = \frac{c_{1s}^2 - c_1^2}{2} = i_1 - i_{1s}. \quad (5.12)$$

Потери в сопловом аппарате оценивают коэффициентом скорости сопла  $\varphi$ , который определяется обычно экспериментальным путем. Для сопловых аппаратов газовых турбин значение  $\varphi$  колеблется в пределах 0,90...0,98.

Действительную скорость истечения из сопла находят из выражения

$$c_1 = \varphi c_{1s}. \quad (5.13)$$

Тогда потери энергии в сопле можно представить так:

$$Z_{CA} = \frac{c_{1s}^2 - \varphi^2 c_{1s}^2}{2} = \frac{c_{1s}^2}{2} (1 - \varphi^2) = \xi_{CA} \frac{c_{1s}^2}{2}, \quad (5.14)$$

где  $\xi_{CA} = 1 - \varphi^2$  - коэффициент потери энергии в сопле.

Величина расхода, подсчитанная по формуле (5.11), является теоретической. Действительная величина расхода из-за наличия пограничного слоя и потерь меньше и может быть найдена из выражения

$$G = \mu G_s, \quad (5.15)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода.

## 5.5. СОПЛА С КОСЫМ СРЕЗОМ

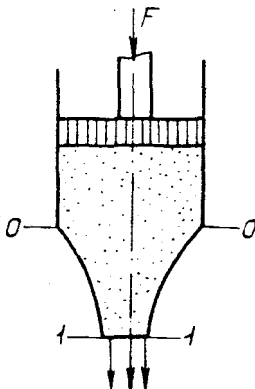


Рис. 5.15. Осесимметричное сужающееся сопло

Мы рассматривали истечение из сопла, плоскость выходного сечения которого перпендикулярна оси сопла, а образующая поверхности сопла представляет собой или прямую линию, или линию незначительной кривизны (рис. 5.15). Сопловой аппарат турбины - набор рядом расположенных сопел; причем для создания крутящего момента, т.е. для создания разности давлений на корытце и спинке рабочее тело должно подводиться к лопаткам рабочего колеса под углом так, чтобы появилась окружная составляющая абсолютной скорости  $c_{1u}$ . И чем она больше, тем больше величина работы 1 кг рабочего тела (это будет доказано позже). Для получения  $c_{1u}$

оси сопел должны быть наклонными по отношению к плоскости вращения колеса. На рис. 5.16 показана развертка сечения сопловых лопаток, профили которых выполнены прямыми линиями (или линиями небольшой кривизны). В этом

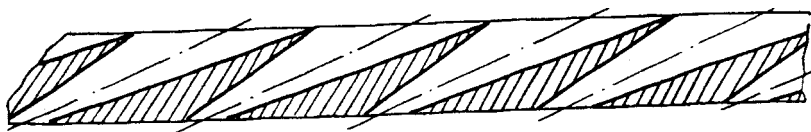


Рис. 5.16. Сопловая решетка, состоящая из осесимметричных сужающихся сопел

случае (рис. 5.16) выходные кромки лопаток очень толстые, что приводит к большим потерям энергии (как к кромочным, так и от нестационарного обтекания рабочих лопаток). При этом чем больше угол наклона оси сопел, т.е. чем больше  $c_{1n}$ , тем толще выходные кромки и, следовательно, тем больше потери. Чтобы получить тонкие выходные кромки лопаток при больших значениях  $c_{1n}$ , стенки каналов сопловых аппаратов выполняют криволинейными; при этом плоскость выходного сечения не перпендикулярна к оси канала - образуется так называемый косой срез (участок ABC на рис. 5.17). Истечение из сопла с косым срезом имеет два существенных отличия от истечения из осесимметричного сопла.

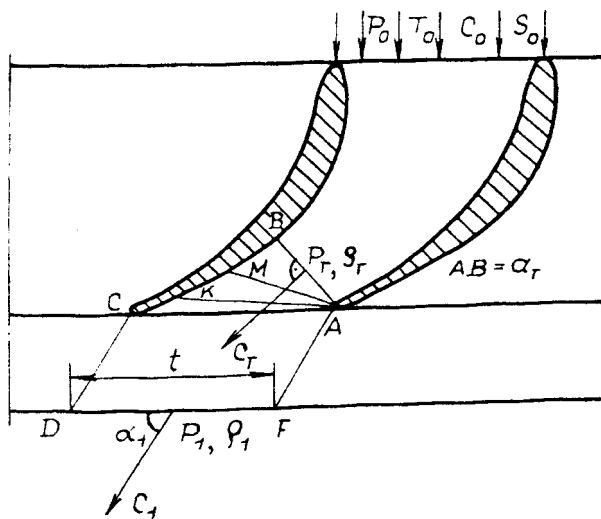


Рис. 5.17. Схема истечения газа из сопловой решетки, состоящей из криволинейных межлопаточных каналов (из косого среза)

**Первая особенность.** В косом срезе можно получить сверхзвуковую скорость потока на выходе. Это связано с тем, что если перепад давления в

сопловой решетке  $\frac{P_0}{P_1}$  больше критического, то процесс расширения в горле сопла не заканчивается, а продолжается в косом срезе. То есть перепад давления от  $P_{кр}$  до  $P_1$  используется для дальнейшего увеличения скорости потока и  $c_1$  будет больше  $c_{кр}$ . (Косой срез действует, как расширяющийся участок сопла Лавалья).

При расширении газа в косом срезе постоянное давление устанавливается вдоль характеристик, т.е. вдоль лучей, выходящих из точки А (например, вдоль лучей АМ и АК рис. 5.17). Если давление, соответствующее давлению  $P_1$ , устанавливается в пределах косого среза, то говорят о неполном использовании расширительной способности косого среза. Если же давление  $P_1$  устанавливается вдоль луча АС, то расширительная способность косого среза исчерпана полностью.

Самое примечательное, что косой срез с достаточно высоким КПД позволяет срабатывать перепад давления и докритический, и критический, и сверхкритический. В то же время сопла Лавалья имеют хороший КПД лишь на расчетном режиме.

**Вторая особенность косого среза.** Угол выхода потока  $\alpha_1$  (рис. 5.18) изменяется с изменением перепада давления  $\frac{P_1}{P_0}$ . Причем угол выхода

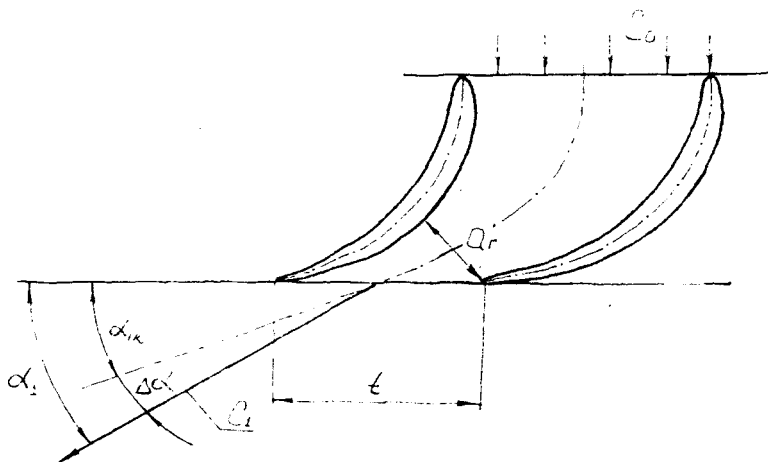


Рис. 5.18. Схема отклонения потока в косом срезе сопла

потока в большинстве случаев больше эффективного угла сопловой решетки  $\alpha_{1эф} = \arcsin(a_2/t)$ . (Угол  $\alpha_{1эф}$  по величине незначительно отличается от лопаточного угла  $\alpha_{1з}$ ).

Объяснение отклонения потока в косом срезе сопловой решетки с газодинамической точки зрения обычно дается следующим образом.

Рассмотрим течение газа на участке косоугольного среза и осевого зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом (см. рис. 5.17). Участок ABC представляет собой косой срез соплового аппарата, а участок ACDF образован двумя фронтальными линиями (AC и DF) и двумя линиями тока (CD и AF), отстоящими друг от друга на расстоянии шага решетки  $t$ . Условимся, что высота лопаток соплового аппарата равна единице.

Пусть в самом узком сечении канала (в горле) поток имеет статическое давление  $p_r$ , плотность  $\rho_r$  и скорость  $c_r$ . Причем направление скорости  $c_r$  практически перпендикулярно линии АВ. В сечении DF поток имеет статическое давление  $p_l$  и скорость  $c_l$ , направленную под углом  $\alpha_1$  к фронтальной линии DF.

Составим уравнение неразрывности для входного и выходного сечений участка ABCDF:

$$\rho_r c_r a_r = \rho_l c_l t \sin \alpha_1,$$

откуда

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{a_r}{t} \frac{\rho_r c_r}{\rho_l c_l}\right).$$

Из полученного выражения видно, что угол  $\alpha_1$  определяется геометрическим параметром  $a_r/t$  и режимным параметром - отношением плотностей тока  $\rho_r c_r / \rho_l c_l$ . Отношение  $a_r/t$  довольно широко используется для характеристики геометрии косоугольного среза, причем  $a_r/t = \sin \alpha_{1эф}$ .

Из выражения

$$\alpha_1 = \arcsin(\sin \alpha_{1эф} \frac{\rho_r c_r}{\rho_l c_l})$$

следует, что с ростом  $\alpha_{1эф}$  увеличивается и угол  $\alpha_1$ .

Выясним влияние режима течения на величину угла  $\alpha_1$ . Рассмотрим три случая течения газа:

- при докритическом перепаде давления на сопловом аппарате,

когда  $\frac{p_1}{p_0} > \beta_{кр}$  ;

- при критическом перепаде давления  $\frac{p_1}{p_0} = \beta_{кр}$  ;

- при сверхкритическом перепаде давления  $\frac{p_1}{p_0} < \beta_{кр}$  .

Пусть перепад давления на сопловом аппарате докритический. В этом случае скорость потока увеличивается от входа в сопловый аппарат до горла,

где достигает наибольшего значения, хотя и остается меньше критической ( $c_T < c_{кр}$ ). Косой срез обеспечивает увеличение поперечного сечения потока, что приводит к снижению скорости газа. При этом статическое давление газа и его плотность  $\rho$  незначительно увеличиваются. Поскольку в области дозвуковых течений скорость изменяется более интенсивно, чем плотность, то отношение плотностей тока  $\rho_1 c_T / \rho_1 c_1$  будет больше единицы, и поэтому  $\alpha_1 > \alpha_{1эф}$ .

Величину  $\alpha_1$  можно представить в виде

$$\alpha_1 = \alpha_{1эф} + \delta\alpha_1,$$

где  $\delta\alpha_1$  - угол отклонения потока в косом срезе.

Допустим, что перепад давления  $p_1/p_0^*$  близок к критическому. В этом случае, как и при  $p_1/p_0^* > \beta_{кр}$ , наибольшая скорость потока достигается в горле межлопаточного канала, при этом  $c_1 \approx c_{кр}$ . В области критических течений плотность тока изменяется незначительно, и поэтому  $(\rho_1 c_T) / (\rho_1 c_1) = 1$  и  $\alpha_1 \approx \alpha_{1эф}$ . Статическое давление в области косого среза претерпевает незначительное изменение.

При  $p_1/p_0^* < \beta_{кр}$  в горле реализуется скорость, равная критической, т.е.  $c_T = c_{кр}$ , а статическое давление  $p_T > p_1$ . Поэтому в косом срезе продолжится расширение газа и увеличение скорости потока. Таким образом, косой срез позволяет получать сверхзвуковые скорости.

В области сверхкритических течений изменение плотности преобладает над изменением скорости, поэтому  $(\rho_1 c_T) / (\rho_1 c_1) > 1$  и  $\alpha_1 > \alpha_{1эф}$ . Известно, что в соплах Лавала при отклонении от расчетного режима интенсивно растут потери. В то же время сужающиеся сопла с косым срезом позволяют получить сверхзвуковые скорости, но при отступлении от расчетного режима потери в таких соплах изменяются незначительно.

## 5.6. ТЕЧЕНИЕ ГАЗА В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

На выходе из соплового аппарата скорость газа равна  $c_1$ . Так как рабочее колесо турбины вращается, скорость газа относительно рабочих лопаток на входе в колесо определяется величиной  $w_1$  (рис. 5.19).

Если турбина чисто активная, то расширение газа в каналах рабочих лопаток не происходит и  $w_1 = w_2$ .

Величина абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса определяет энергию  $c_2^2/2$ , не использованную в ступени. С точки зрения получения максимального значения КПД турбины потеря энергии с выходной скоростью должна быть минимальной. Это при прочих равных условиях обеспечивается, когда  $c_2$  направлена приблизительно параллельно оси турбины, т.е.  $\alpha_2 \approx 90^\circ$ .

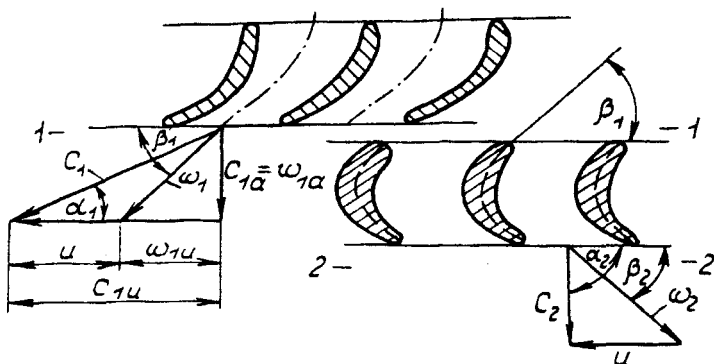


Рис. 5.19. Схема течения газа в рабочем колесе активной ступени

Если принять, что  $\alpha_2 = 90^\circ$ , а профиль лопаток рабочего колеса симметричен, т.е.  $\beta_{1n} = \beta_{2n}$ , то треугольники скоростей на входе и выходе можно изобразить совмещенными (рис. 5.20). Из совмещенного плана скоростей следует

$$\frac{2u}{c_1} = \cos \alpha_1,$$

откуда

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}. \quad (5.16)$$

Уравнение (5.16) определяет условие, при которых потери с выходной скоростью минимальны. Так как обычно угол  $\alpha_1 = 17 \dots 20^\circ$ , то оптимальным будет отношение  $u/c_1 \approx 0,5$ , которое определяет высокую окружную скорость газовых турбин. Например, при  $c_1 = 800$  м/с окружная скорость должна быть равной  $u = 400$  м/с.

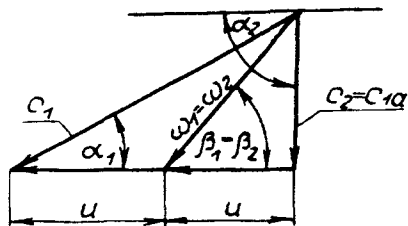


Рис. 5.20. Совмещенные треугольники скоростей на входе в рабочую решетку и на выходе из нее

При течении газа по межлопаточным каналам рабочего колеса часть энергии потока затрачивается на преодоление гидравлических потерь. Поэтому действительная относительная скорость на выходе из рабочих лопаток  $w_2$  меньше  $w_{2s}$ . Величину действительной скорости определяют по формуле:

$$w_2 = \psi w_{2s}, \quad (5.17)$$

где  $\psi$  - коэффициент скорости рабочих лопаток.



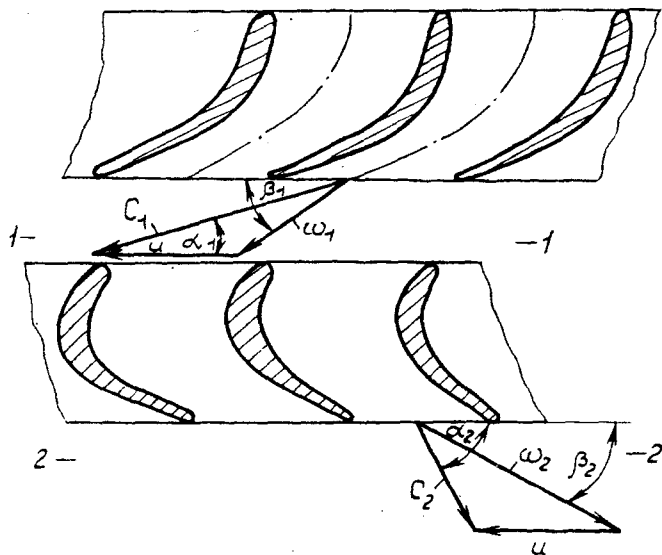


Рис. 5.21. Схема течения газа в рабочем колесе реактивной ступени

Величина  $\psi$  определяется для решетки экспериментально и может изменяться в широких пределах.

В реактивной ступени  $w_2 > w_1$ , что обеспечивается сужающимися межлопаточными каналами рабочих лопаток (рис. 5.21). Для определения величины относительной скорости на выходе из рабочих лопаток реактивной ступени используем принцип Делаμβера: будем считать, что рабочие лопатки *неподвижны* и обтекаются потоком газа, имеющим на входе скорость  $w_1$ , а на выходе -  $w_{2s}$  (скорость на выходе без учета потерь). Так как рабочие лопатки считаем неподвижными, то работа газом не совершается и уравнение сохранения энергии в относительном движении для сечений 1-1 и 2-2 имеет вид

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_{2s} + \frac{w_{2s}^2}{2} \quad \text{или} \quad c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} = c_p T_{2s} + \frac{w_{2s}^2}{2},$$

$$\text{но } c_p = \frac{k}{k-1} R, \text{ тогда } \frac{k}{k-1} RT_1 + \frac{w_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} RT_{2s} + \frac{w_{2s}^2}{2},$$

откуда

$$w_{2s} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left(1 - \frac{T_{2s}}{T_1}\right) + w_1^2}.$$

Считая, что процесс расширения газа в каналах рабочего колеса осуществляется без теплообмена, заменим отношение температур

отношением давлений  $\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ , тогда

$$w_{2s} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] + w_1^2}. \quad (5.18)$$

Из уравнения (5.18) следует, что величина  $w_{2s}$  зависит от теплоперепада на рабочих лопатках  $L_{PK}$  и величины скорости  $w_1$ . (Последнее очень важно и это следует запомнить).

Итак, если известны физические константы рабочего тела ( $k$  и  $R$ ), параметры газа на входе в рабочее колесо  $p_1$ ,  $T_1$ ,  $w_1$  и давление на выходе из рабочих лопаток  $p_2$ , то по формуле (5.18) можно определить теоретическую относительную скорость на выходе из рабочих лопаток  $w_{2s}$ . Если же в формулу (5.18) вместо  $p_2$  подставлять любые значения давления на участке от 1-1 до 2-2, то можно найти относительную скорость в любом сечении канала рабочего колеса. Величину действительной скорости так же как и в активной ступени, определяют через коэффициент скорости рабочих лопаток  $\psi$ .

$$w_2 = \psi w_{2s}.$$

Потери энергии на рабочих лопатках можно найти на основании следующих соображений:

$$i_1 - i_{2s} = \frac{w_{2s}^2}{2}, \text{ а } i_1 - i_2 = \frac{w_2^2}{2}.$$

Тогда потеря энергии на рабочих лопатках

$$Z_{PK} = (i_1 - i_{2s}) - (i_1 - i_2) = \frac{w_{2s}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \text{ или}$$

$$Z_{PK} = i_2 - i_{2s} = \frac{w_{2s}^2}{2} - \frac{\psi^2 w_{2s}^2}{2} = \frac{w_{2s}^2}{2} (1 - \psi^2).$$

Величину  $1 - \psi^2 = \xi_{PK}$  называют коэффициентом потерь энергии на рабочих лопатках, а потери энергии будут равны:

$$Z_{PK} = \xi_{PK} \frac{w_{2s}^2}{2}.$$

## 5.7. КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Обычно турбины классифицируются по следующим признакам.

**По температуре рабочего тела:**

а) *неохлаждаемые*; б) *охлаждаемые*.

В первом случае температура газа перед сопловыми и рабочими лопатками должна гарантировать надежность работы турбины без специального теплоотвода от ее элементов.

Во втором случае для обеспечения надежности работы турбин лопатки ступени (сопловые и рабочие или одни из них) необходимо специально охлаждать.

Однако следует учитывать, что охлаждение снижает КПД турбины из-за расхода энергии на подачу охлаждающего воздуха, а также из-за потерь при смешивании охладителя с рабочим телом и роста кромочных потерь.

#### По направлению движения рабочего тела:

а) осевые, б) радиальные, в) радиально-осевые.

Схема осевой турбины представлена на рис. 5.1. Схемы радиальной и радиально-осевой турбины показаны на рис. 5.22 и 5.23.

*Осевыми* называют турбины, в которых поток газа движется главным образом параллельно оси турбины.

*Радиальными* называют турбины, в которых поток газа движется в основном перпендикулярно оси турбины. Причем, если движение газа осуществляется от периферии к центру, - это радиальная центростремительная турбина; если газ движется от центра к периферии, - радиальная центробежная турбина.

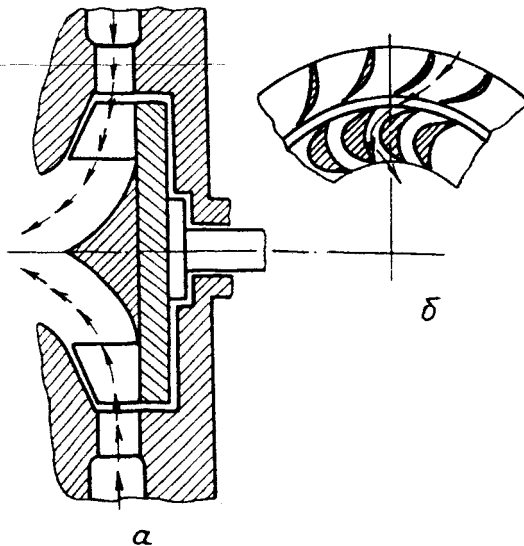


Рис. 5.22. Схема проточной части радиальной центростремительной турбины в меридиональной (а) и окружной (б) плоскости

Преимущество радиальных турбин по сравнению с осевыми выражается в возможности срабатывать несколько больший перепад на одной ступени и в простоте изготовления. Кроме того, радиальная турбина более приспособлена к регулированию. Но крупные радиальные турбины имеют КПД меньше, чем осевые, что объясняется большими поверхностями трения, дополнительным поворотом газа, значительными дисковыми потерями. Очень усложняется решение вопросов охлаждения. Однако при средней мощности радиальные турбины оказываются более выгодными. Дело в том, что при уменьшении размеров КПД осевой турбины уменьшается быстрее, чем радиальной. А простота изготовления и возможность обойтись одной ступенью вместо двух делает радиальную турбину более желательной.

*Радиально-осевыми* называют турбины, у которых газ движется сначала перпендикулярно к оси турбины, а затем делает поворот и движется параллельно оси.

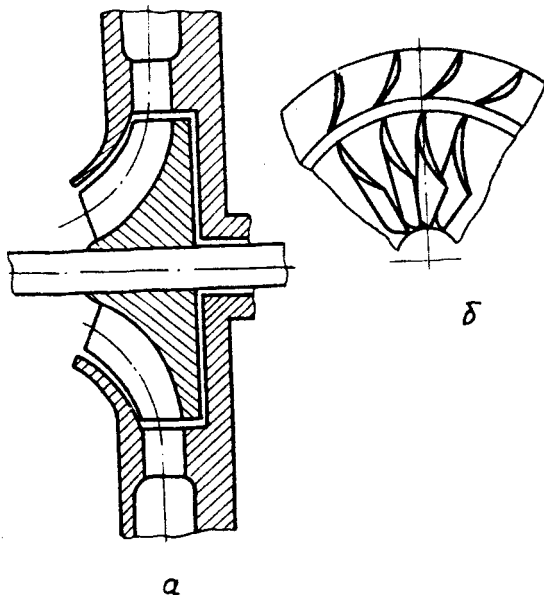


Рис. 5.23. Схема проточной части радиально-осевой турбины в меридиональной (а) и окружной (б) плоскости

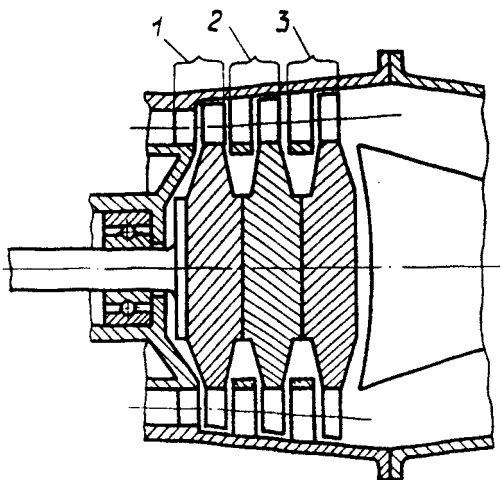


Рис. 5.24. Схема трехступенчатой турбины: 1 - первая ступень; 2 - вторая ступень; 3 - третья ступень

- а) турбины со ступенями скорости (рис. 5.25);
- б) турбины со ступенями давления (рис. 5.26).

В турбинах со ступенями скорости весь теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате первой ступени и полученная кинетическая энергия газа постепенно используется на нескольких рабочих колесах. Сопловые аппараты последующих ступеней (за первой) выполняют лишь поворотную функцию, а увеличения скорости в их каналах не происходит. Ступени скорости часто называют колесом Кертиса. На рис. 5.25 хорошо видно ступенчатое изменение скорости в колесе Кертиса.

В турбинах со ступенями давления на каждой ступени срабатывается часть теплоперепада. Давление газа постепенно понижается от ступени к ступени. На рис. 5.26 хорошо видно ступенчатое изменение давления.

Рассмотрим преимущества и недостатки турбин со ступенями скорости и ступенями давления.

#### *Преимущества турбин со ступенями скорости:*

- большая степень понижения давления в первом сопловом аппарате приводит к резкому снижению температуры газа, поэтому требуемая жаропрочность материала рабочих лопаток и всех лопаток последующих ступеней существенно уменьшается;

#### **По количеству ступеней:**

- а) одноступенчатые;
- б) многоступенчатые (рис. 5.24).

На одной ступени можно срабатывать определенную величину теплоперепада. При необходимости сработать большой теплоперепад (для получения больших мощностей) применяют многоступенчатые турбины. В авиации многоступенчатые турбины широко применяют в газотурбинных двигателях.

#### **По способу срабатывания теплоперепада в многоступенчатых турбинах:**

- при малых расходах газа в результате полного расширения происходит резкое увеличение объема на первом сопловом аппарате, что приводит к увеличению высоты лопаток рабочего колеса первой и последующих ступеней и, следовательно, к росту КПД (для турбонасоса ЖРД это может быть определяющим обстоятельством при выборе типа турбины);
- меньше осевые силы;
- минимальные потери на утечки;
- при одинаковых окружных скоростях в турбинах со ступенями скорости для срабатывания заданного теплоперепада требуется меньшее количество ступеней.

*Недостатки турбин со ступенями скорости:*

- течение газа в проточной части рабочих лопаток осуществляется при условии постоянства давления ( $p_1 \approx p_2$ ), что определяет существенную толщину пограничного слоя на поверхностях лопаток, отсюда высокие гидравлические потери. Поэтому при больших мощностях, характерных

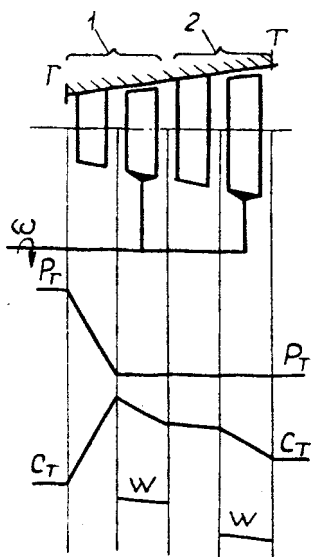


Рис. 5.25. Изменение параметров потока в турбине со ступенями скорости:  
1 - первая ступень; 2 - вторая ступень

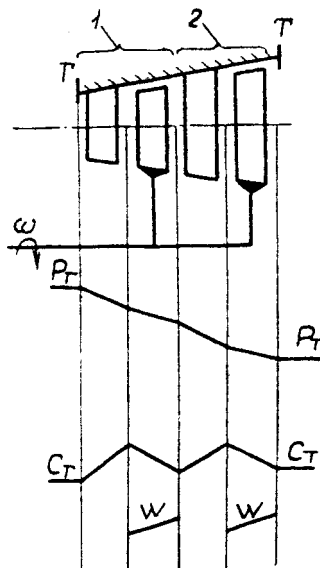


Рис. 5.26. Изменение параметров потока в турбине со ступенями давления:  
1 - первая ступень; 2 - вторая ступень

для современных ГТД, КПД турбины со ступенями скорости меньше, чем у турбин со ступенями давления.

*Достоинства турбин со ступенями давления:*

- течение в каналах рабочего колеса конфузорное ( $p_1 > p_2$ ), в этом случае меньше толщина пограничного слоя на поверхностях проточной части, а значит меньше профильные потери;
- величина скорости в проточной части и сопловых аппаратах, и рабочих колесах меньше, чем в ступенях скорости, (а все гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости).

*Недостатки турбин со ступенями давления:*

- наличие разности давлений на рабочих лопатках ( $p_1 > p_2$ ) обуславливает существенные потери на утечки при малой высоте лопаток (менее 35 мм);
- разность давлений на рабочих колесах приводит к значительным осевым усилиям.

**По степени использования возможного проходного сечения соплового аппарата:**

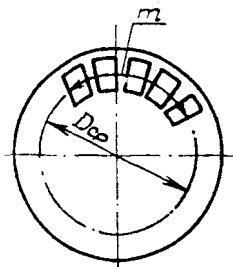


Рис. 5.27. Схема проточной части парциального соплового аппарата в плоскости вращения

а) с полным подводом; б) парциальные.

Если каналы соплового аппарата равномерно расположены по всей окружности, то такие турбины носят название турбин с полным подводом. Если каналы соплового аппарата занимают часть длины окружности, то такие турбины называются парциальными. Использование возможного проходного сечения соплового аппарата оценивается степенью парциальности  $\epsilon$ . *Степень парциальности есть отношение длины дуги, занятой соплами, к полной длине окружности, причем оба параметра измеряются по среднему диаметру (рис. 5.27):*

$$\epsilon = \frac{m}{\pi D_{cp}}. \quad (5.2)$$

Парциальные турбины применяют при малых расходах рабочего тела, когда высота рабочих лопаток при  $\epsilon = 1$  мала.

Отметим, что у парциальных турбин при заданной температуре рабочего тела температура рабочих лопаток ниже, чем у турбин с полным подводом рабочего тела.

## 5.8. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В РАБОЧЕЙ РЕШЕТКЕ ПРОФИЛЕЙ

Чтобы найти силы, действующие на колесо, сначала определяют силу, действующую на единицу высоты одной лопатки. С этой целью лопатку разбивают по высоте на большое число участков и определяют силу, действующую на участок с единичной высотой (рис. 5.28). Согласно уравнению Эйлера о количестве движения сила, действующая на выделенный объем газа, может быть найдена из выражения

$$\sum_{abcd} \bar{R} + \bar{F}' = \sum (G' \bar{w}_2 - G' \bar{w}_1), \quad (5.19)$$

где  $\sum_{abcd} \bar{R}$  - суммарная сила давления на выделенный объем газа;

$\bar{F}'$  - сила воздействия тела на обтекающий его поток;

$G'$  - секундный расход газа через единицу высоты лопатки.

Известно, что для определения силы взаимодействия между потоком и обтекаемым телом важно удачно выбрать контрольные поверхности.

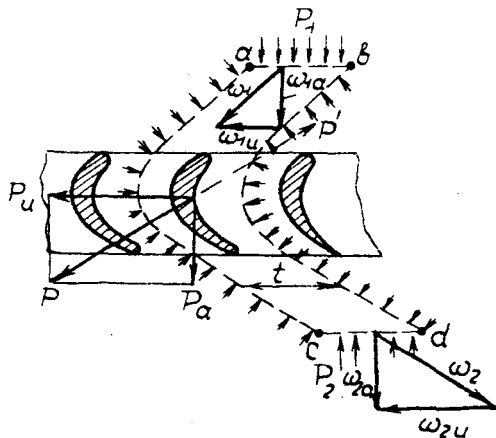


Рис. 5.29 Схема течения газа через рабочую решетку единичной высоты

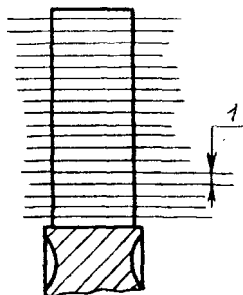


Рис. 5.28. Схема разбиения лопатки по высоте

Пусть контрольная поверхность  $abcd$  проведена так, как показано на рис. 5.29. Причем поверхности  $ac$  и  $bd$  проходят по средним линиям соседних каналов и отстоят друг от друга на расстоянии шага  $t$ , рабочее тело сквозь эти поверхности не протекает. Поверхности  $ab$  и  $cd$  удалены от обтекаемой лопатки настолько, что поток достаточно выровнен, а скорости  $w_1$  и  $w_2$  одинаковы по всей длине поверхностей  $ab$  и  $cd$ .



Сила воздействия потока на лопатку, обтекаемую потоком,  $\bar{F} = -\bar{F}'$ .  
Из уравнения (5.19) следует

$$\bar{F}' = -\sum_{abcd} \bar{R} + \sum (G' \bar{w}_2 - G' \bar{w}_1)$$

или

$$\bar{F} = -\bar{F}' = \sum_{abcd} \bar{R} - \sum (G' \bar{w}_2 - G' \bar{w}_1) = \sum_{amcd} \bar{R} + \sum (G' \bar{w}_1 - G' \bar{w}_2).$$

На эквидистантные поверхности  $ac$  и  $bd$  действуют одинаковые по величине и противоположные по направлению силы давления, поэтому их равнодействующая равна нулю. Тогда силу, действующую на единицу длины лопатки в осевом направлении, можно найти из выражения

$$F_a = (p_1 - p_2) \cdot t \cdot 1 + G'(w_{1a} - w_{2a}), \quad (5.20)$$

а силу, действующую на единицу длины лопатки в окружном направлении, из равенства

$$F_u = G'(w_{1u} - w_{2u}).$$

Но  $w_{1u}$  и  $w_{2u}$  имеют разное направление (см. рис. 5.29), поэтому

$$F_u = G'[w_{1u} - (-w_{2u})] \quad \text{и}$$

$$F_u = G'(w_{1u} + w_{2u}). \quad (5.21)$$

Окружное усилие, действующее на единицу длины лопатки, тем больше, чем больше секундная масса газа, проходящего через единицу длины лопатки, и окружные составляющие относительных скоростей на входе в лопатку и выходе из нее.

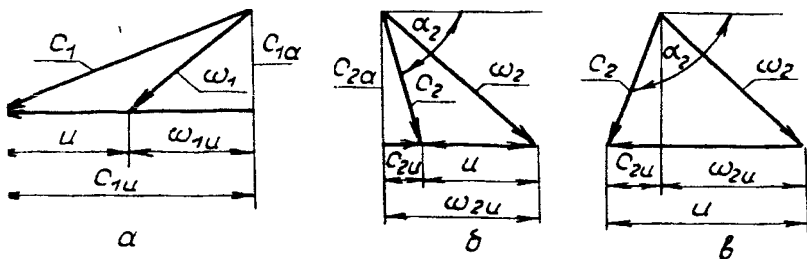


Рис. 5.30. Треугольники скоростей: а - на входе в рабочую решетку; б - на выходе из рабочей решетки при  $\alpha_2 < 90^\circ$ ; в - на выходе из рабочей решетки при  $\alpha_2 > 90^\circ$

Определим окружную силу  $F_u$  через составляющие абсолютных скоростей. С этой целью рассмотрим треугольники скоростей на входе и выходе для случаев  $\alpha_2 < 90^\circ$  и  $\alpha_2 > 90^\circ$  (рис. 5.30).

В соответствии с рис. 5.30,а,б  $w_{1u} = c_{1u} - u$  и  $w_{2u} = c_{2u} + u$ . Подставим полученные выражения в формулу (5.21), получим

$$F_u = G'(c_{1u} - u + c_{2u} + u) = G'(c_{1u} + c_{2u}). \quad (5.22)$$

Согласно рис. 5.30,в  $w_{2u} = u - c_{2u}$ . Используя (5.21), запишем

$$F_u = G'(c_{1u} - u + u - c_{2u}) = G'(c_{1u} - c_{2u}). \quad (5.23)$$

Объединив уравнения (5.22) и (5.23), получим

$$F_u = G'(c_{1u} \pm c_{2u}), \quad (5.24)$$

где знак "+" используется для случая  $\alpha_2 < 90^\circ$ , а знак "-" - для случая  $\alpha_2 > 90^\circ$ .

Так как  $w_{1a} = c_{1a}$  и  $w_{2a} = c_{2a}$ , то сила  $F_a$  в соответствии с формулой (5.20) через составляющие абсолютной скорости имеет вид

$$F_a = G'(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t. \quad (5.25)$$

По высоте лопатки силы, действующие на единицу ее длины, неодинаковы. Если разбить лопатку по длине на ряд участков (чем их больше, тем точнее расчет) и по формуле (5.21) или (5.24) найти силы, действующие на каждый участок, а затем их просуммировать, то можно определить результирующую силу, действующую на всю лопатку.

Если в первом приближении принять, что на каждую единицу длины лопатки по всей ее длине действует одинаковая по величине и направлению сила, то суммарную силу, действующую в окружном направлении на все лопатки, можно найти из выражения

$$\Sigma F_u = F_u h_n Z_{PK} = G'(w_{1u} + w_{2u}) h_n Z_{PK}, \quad (5.26)$$

где  $Z_{PK}$  - число лопаток рабочего колеса.

С учетом того, что  $G' h_n Z_{PK} = G$  - секундный расход массы рабочего тела через турбину, формулу (5.26) можно представить в следующем виде:

$$\Sigma F_u = G(w_{1u} + w_{2u}). \quad (5.27)$$

Сила, действующая на все лопатки в осевом направлении, будет равна

$$\Sigma F_a = F_a h_r Z_{PK} \quad \text{или} \\ \Sigma F_a = G(w_{1a} + w_{2a}) + (p_1 - p_2) h_r Z_{PK}. \quad (5.28)$$

Отметим, что полная осевая сила, действующая на рабочее колесо турбины, состоит из суммы сил воздействия газа на лопатки и давления газа на диск, из-за разности давлений  $p_{1a}$  и  $p_{2a}$  (рис. 5.31). Обычно составляющая осевой силы от давления газа на диск значительно больше составляющей силы от воздействия газа на лопатки в том же направлении.

Окружная сила  $\Sigma F_u$  позволяет определить работу в единицу времени на окружности колеса:

$$\Sigma L_u = \Sigma F_u u = Gu(w_{1u} + w_{2u}). \quad (5.29)$$

Если эту работу отнести к 1 кг газа, то получим удельную окружную работу:

$$L_u = \sum L_u / G = u(w_{1u} + w_{2u}). \quad (5.30)$$

*Внимание!* На основании формулы (5.30) нельзя делать вывод о том, что увеличение частоты вращения (т.е.  $u$ ) приводит к увеличению мощности турбины. Дело в том, что с увеличением  $u$  уменьшается  $w_{1u}$  и  $w_{2u}$ . Кроме того, выходные и профильные потери минимальны в узком диапазоне частот вращения; и увеличение, и уменьшение частоты вращения от этого диапазона приводит к существенному росту выходных потерь. При отклонении от расчетной частоты вращения растут еще и профильные потери. В конечном итоге при отступлении от расчетного значения частоты вращения как в сторону ее увеличения, так и в сторону ее уменьшения существенно падает КПД и мощность турбины (см. подраздел 7.3 настоящего пособия).

Работа на валу, отнесенная к 1 кг газа, т.е. эффективная работа турбины  $L_e$ , меньше  $L_u$  на величину затрат на преодоление трения диска о газ, сопротивления подшипников и утечек газа.

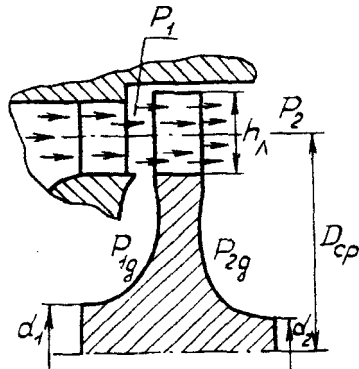


Рис. 5.31. Схема ступени турбины в меридиональной плоскости

## 6. ПОТЕРИ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Потери в ступени турбины принято делить на три группы: *профильные, концевые, дополнительные*. Первые два вида потерь свойственны как неподвижным, так и вращающимся решеткам.

Рассмотрим каждый из названных видов потерь.

### 6.1. ПРОФИЛЬНЫЕ ПОТЕРИ

Их величина зависит главным образом от очертания профиля лопатки - этим и объясняется их название.

Профильные потери вызываются следующими факторами:

- трением в пограничном слое на профиле лопатки;
- вихреобразованием за выходными кромками ( в этом случае образуются так называемые кромочные потери, которые не следует путать с концевыми потерями);
- отрывом потока от поверхности профиля;
- появлением скачков уплотнения в межлопаточных каналах (волновые потери).

Обычно профильные потери исследуют, продувая решетки с большой относительной длиной, при этом в средней части лопаток удается измерить чисто профильные потери.

Рассмотрим подробнее составляющие профильных потерь.

**Потери на трение.** При обтекании лопатки газом на ее поверхности возникает пограничный слой, в котором скорость изменяется от нуля ( на поверхности лопатки) до значений скорости потока на внешней границе пограничного слоя. Течение струек газа с различными скоростями по толщине пограничного слоя вызывает потери на трение. Величина этих потерь зависит от характера течения в пограничном слое - ламинарного или ламинарно-турбулентного. Причем с появлением турбулентного пограничного слоя резко увеличивается величина потерь на трение. При диффузорном течении газа в межлопаточном канале, когда газ движется навстречу повышенному давлению, пограничный слой быстро "разбухает" и потери на трение возрастают. По мере уменьшения степени диффузорности и с переходом к конфузорному течению интенсивность увеличения пограничного слоя снижается и потери на трение уменьшаются. Именно в этом заключается причина снижения потерь в решетках реактивных ступеней по сравнению с потерями в решетках активных ступеней.

На рис. 6.1 показана примерная схема образования пограничного слоя при обтекании лопатки. Поток набегающий на лопатку и в точке 1 разветвляется, причем по обе стороны лопатки сначала образуется ламинарный пограничный слой.

На корытце толщина пограничного слоя плавно нарастает, и на участках малой кривизны обычно происходит переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный. В этих местах возможен отрыв пограничного слоя. При приближении к горлу канала по мере увеличения скорости потока толщина пограничного слоя уменьшается.

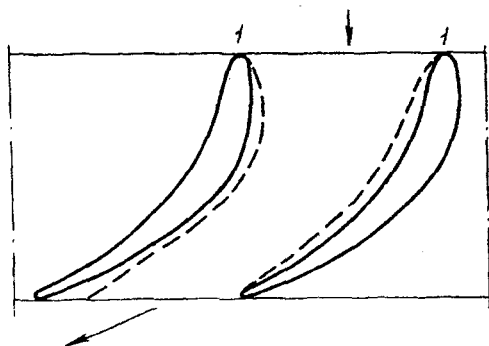


Рис. 6.1. Схема образования пограничного слоя при обтекании лопатки: --- граница пограничного слоя

сопровождается отрывом последнего. Часть срывных зон попадает в основной поток, что вызывает дополнительные потери. Особенно интенсивно развиваются срывные зоны при резком изменении давления. Поэтому профиль лопатки необходимо выполнять, используя плавные переходы (дуги, параболы, лемнискаты).

Профильные потери на рабочих лопатках обычно больше, чем на сопловых, что связано с двумя обстоятельствами:

- рабочие лопатки имеют большую кривизну оси межлопаточного канала;
- степень конфузурности межлопаточных каналов рабочих лопаток значительно меньше, чем сопловых (особенно в активных ступенях).

Величину каждого вида потерь принято оценивать как отношение абсолютной величины потерь к изоэнтропической (располагаемой) работе газа в решетке.

Это отношение называют *коэффициентом потерь*. Например,

коэффициент потерь на трение в сопловом аппарате  $\xi_{\text{тр}} = \frac{Z_{\text{тр}}}{L_{\text{сСА}}}$ , где

$$L_{\text{сСА}} = c_{13}^2 / 2. \quad (6.1)$$

На спинке ламинарный пограничный слой быстро переходит в турбулентный. Причем его толщина сначала быстро увеличивается, но затем с увеличением скорости уменьшается, а потом опять растет на выходном участке спинки в области косога среза. На этом участке могут появиться обратные течения в пограничном слое, что обычно

### Кромочные

потери имеют место и в сопловых, и в рабочих решетках. Физическая сущность образования кромочных потерь связана с разностью давлений на корытце и спинке лопаток на выходе из решетки, что приводит к отрыву потока при его сходе с кромок и образованию вихревого следа (рис. 6.2). На создание вихря

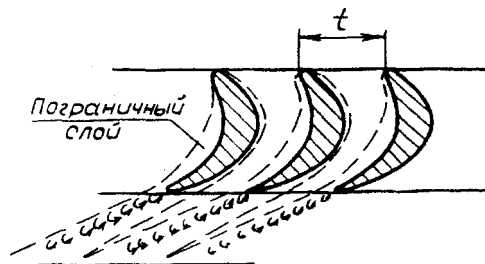


Рис. 6.2. Схема образования закруточного вихревого следа

тратится часть энергии потока. На рис. 6.3, где показано условное распределение давления сразу на выходе из решетки, хорошо видна разность давлений по обе стороны лопатки, что и обуславливает появление вихревого следа. По мере удаления потока от выхода из решетки вихревой след смешивается с ядром потока, а пограничные слои и ядро потока исчезают (см. рис. 6.2). При этом происходит выравнивание полей давлений и скоростей. Как образование вихрей за кромками лопаток, так и выравнивание полей скоростей и давлений сопровождается потерей энергии.

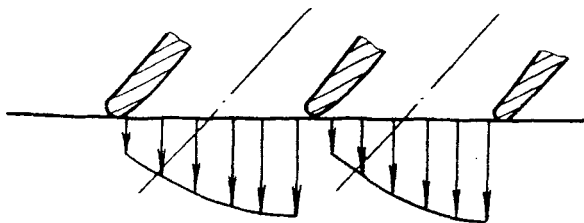


Рис. 6.3. Распределение статического давления на выходе из решетки

Величина кромочных потерь для данной формы лопаток зависит главным образом от толщины выходных кромок по отношению к горлу или шагу и способа скругления выходных кромок.

Для определения величины кромочных потерь большинство авторов рекомендуют применять формулу Флюгеля (рис. 6.4):

$$\xi_{кр} = 0,2(s_0/a_r). \quad (6.2)$$

Для большинства газовых турбин с  $s_0 = 1...2$  мм коэффициент кромочных потерь  $\xi_{кр}$  приблизительно равен коэффициенту потерь на трение  $\xi_{тр}$  ( $\xi_{кр} = \xi_{тр}$ ).

**Потери при отрыве потока от поверхности профиля.**

Отрыв потока при обтекании профиля может возникать из-за значительного отклонения угла атаки от расчетного значения (рис. 6.5). Вихри, возникающие при отрыве, поглощают значительную часть

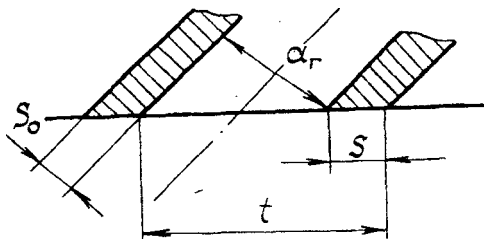


Рис. 6.4. Основные геометрические параметры на выходе из решетки

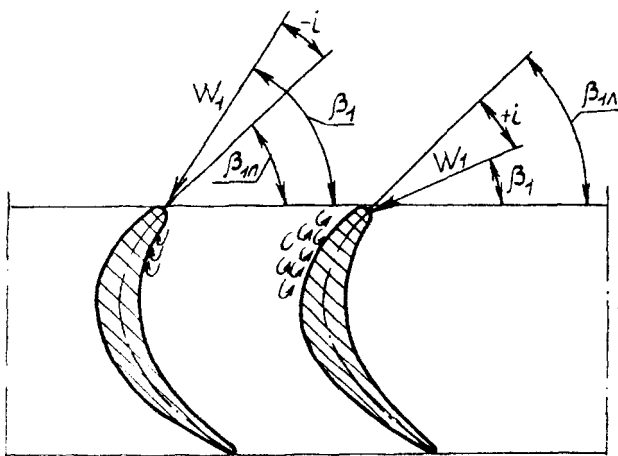


Рис. 6.5. Схема образования зон отрыва потока на входе в решетку

энергии потока. Но этим не ограничивается ущерб от отрыва. Вихри загромождают проточную часть лопаточных венцов и могут снизить расход газа по сравнению с расчетным.

Отрыв потока может возникнуть не только при больших углах атаки, но и при резких изменениях кривизны спинки. Например, попытка уменьшить толщину выходной кромки приводит к резкому изменению кривизны профиля лопатки, что вызывает отрыв потока (рис. 6.6). Для

безотрывного обтекания необходимы профили с плавно изменяющейся кривизной.

Экспериментальные исследования показали следующее:

- положительные углы атаки снижают КПД ступени турбины в большей степени, чем отрицательные;

- максимальный КПД наблюдается не всегда при нулевом угле атаки;

- оптимальный угол атаки может быть и отрицательным, и положительным;

- при увеличении радиуса входной кромки лопатки влияние угла атаки на потери в турбинной решетке уменьшается. В этом случае считают, что увеличение радиуса входной кромки делает профиль лопатки менее чувствительным к изменению угла атаки;

- решетки с большей густотой  $b/t$  менее чувствительны к изменению угла атаки.

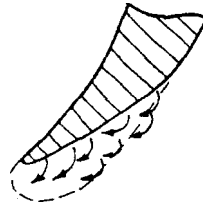


Рис. 6.6. Схема появления срывной зоны у выходной кромки лопаток

**Волновые потери.** При больших значениях степени понижения давления в сопловых и рабочих решетках могут возникнуть сверхзвуковые скорости. В дальнейшем переход сверхзвуковой скорости к дозвуковой осуществляется в скачке уплотнения. Появление скачков уплотнения вызывает волновые потери. Однако основные потери при повышенной степени понижения давления возникают от взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем, которое вызывает усиленный отрыв последнего. Эксперименты показали, что значительная часть межлопаточных каналов сверхзвуковых турбин занята зоной отрыва.

Появление сверхзвуковых скоростей внутри канала возможно и в случае, когда скорости на входе в решетку и выходе из нее дозвуковые. Это проявляется на спинке профиля в месте наименьшего давления. Увеличение кривизны спинки и шага решетки способствует появлению зон со сверхзвуковыми скоростями.

*Число Маха на выходе из решетки, при котором в канале возникают зоны со сверхзвуковыми скоростями, называют критическими, а момент появления таких зон - волновым кризисом.*



## 6.2. КОНЦЕВЫЕ ПОТЕРИ

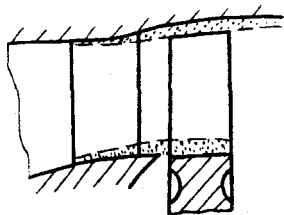


Рис. 6.7. Схема расположения пограничного слоя на конечных поверхностях: --- граница пограничного слоя

Концевые потери обусловлены наличием конечных поверхностей, ограничивающих решетку по высоте. Концевые потери складываются из потерь:

- на трение в пограничном слое на конечных поверхностях;
- на образование вторичных (индуцированных) течений;
- на перетекание через радиальный зазор. (Не путать с утечками!).

**Потери на трение** в пограничном слое на конечных поверхностях (рис. 6.7) в общем балансе потерь незначительны и заметны лишь в каналах малой высоты.

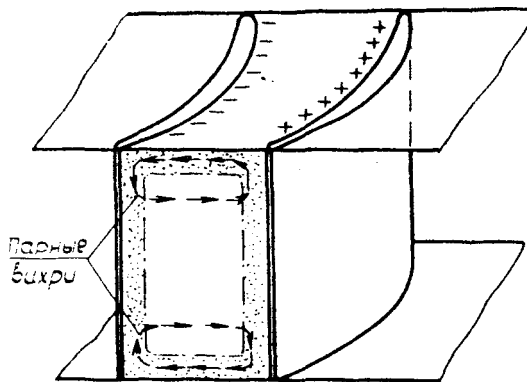


Рис. 6.8. Схема образования вторичных течений: — — граница пограничного слоя; (-) область пониженного давления; (+) область повышенного давления

### Вторичные

**потери** существенно влияют на КПД ступени турбины. Они возникают из-за разности давлений на корытце и спинке лопаток. На участке от входа в сопловой аппарат до выхода из рабочего колеса разность давлений заставляет газ пограничного слоя течь от вогнутой поверхности к спинке (рис. 6.8). Складываясь с

основным потоком, эти течения образуют два противоположно вращающихся вихревых шнура - *парный вихрь*.

Чем больше разность давлений на корытце и спинке, тем больше энергии затрачивается на вторичные течения. Чем толще пограничный слой, тем большая масса потока участвует во вторичных течениях и тем больше

затраты энергии на вторичные течения. С уменьшением высоты лопаток относительная масса потока, участвующая во вторичных течениях, увеличивается и вторичные потери возрастают. Особенно интенсивно увеличиваются потери, когда с уменьшением высоты лопаток парные вихри смыкаются.

**Перетекание** некоторой части газа из одного канала рабочего венца в другой (рис. 6.9) связано с наличием радиального зазора между торцом пера лопаток и корпусом, а также с разностью давлений на корытце и спинке лопаток. Часть газа, движущегося по пограничному слою

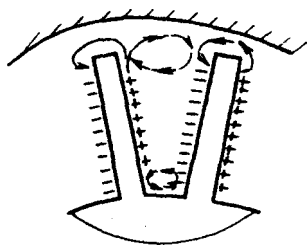


Рис. 6.9. Схема перетекания газа в радиальном зазоре: (-) область пониженного давления; (+) область повышенного давления

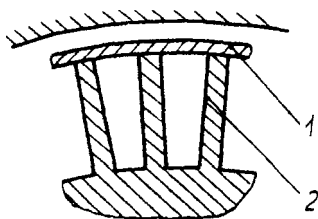


Рис. 6.10. Схема рабочего колеса с бандажом: 1 - бандаж; 2 - лопатка рабочего колеса

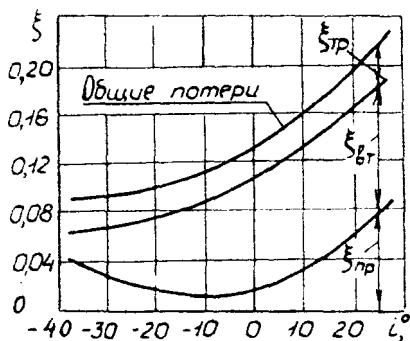


Рис. 6.11. Типовой баланс потерь в турбинной решетке:  $\xi_{\text{пр}}$  - относительные профильные потери;  $\xi_{\text{вт}}$  - относительные вторичные потери;  $\xi_{\text{тр}}$  - относительные потери на трение по концевым поверхностям

вдоль корытца лопатки, идет на создание верхней части парного вихря. Другая часть через зазор перетекает в соседний канал, где поток сворачивается в вихревую пленку, которая уносится основным потоком. Вихревой след не перемещивается с парным вихрем, а лишь оттесняет его от спинки лопатки (вихри вращаются в разном направлении).

Перетекание связано с затратой энергии на образование вихревой пленки, а также со снижением разности давлений на корытце и спинке периферийной части лопаток, что уменьшает работу ступени турбины.

Потери на перетекание можно полностью устранить постановкой бандажа - кольца, охватывающего периферийные концы перевернутых рабочих лопаток (рис. 6.10). Бандаж может быть выполнен и в виде подкаты рабочего колеса, при этом резко снижается вибрация лопаток.

Но добавление значительной массы на периферийном диаметре значительно увеличивает напряжения растяжения в лопатках при вращении рабочего колеса. При малой высоте лопаток бандаж существенно повышает КПД ступени.

На рис. 6.11 представлена относительная величина некоторых потерь в турбинных решетках. Снижение общих потерь при уменьшении угла атаки связано с уменьшением угла поворота потока в решетке, со снижением разности давлений на корытце и спинке и, следовательно, с уменьшением интенсивности вторичных течений.

Для расчета величины составляющих потерь турбинной решетки в научно-технической литературе предлагаются различные эмпирические формулы.

### 6.3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ

К дополнительным относятся потери: с выходной скоростью; на трение диска о газ; на утечку; от радиальных течений газа; от нестационарности потока, вызванной непрерывным изменением взаимного расположения рабочих и сопловых лопаток; от парциального подвода.

Рассмотрим эти виды потерь.

**Потери с выходной скоростью.** Рабочее тело покидает ступень турбины с абсолютной скоростью  $c_2$ . Неиспользованную в данной ступени кинетическую энергию  $c_2^2/2$  называют потерями с выходной скоростью  $Z_{\text{выск}} = c_2^2/2$ . Эти потери неизбежны, так как рабочее тело должно выйти из ступени турбины. Уменьшение скорости  $c_2$  повышает энергетическую эффективность ступени турбины. Минимальное значение  $c_2$  при прочих равных условиях наблюдается при  $\alpha_2 = 90^\circ$ . В этом случае  $c_2 = u \operatorname{tg} \beta_2$  (рис. 6.12) и  $Z_{\text{выск}} = 0,5 c_2^2 = 0,5 u^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2$ .

Величина выходных потерь зависит главным образом от

отношения  $\frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ст}}}$ , где

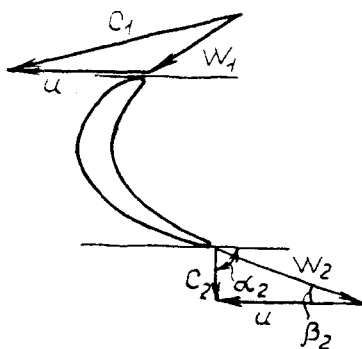


Рис. 6.12. Схема обтекания рабочей лопатки при минимальных потерях с выходной скоростью

$$c_{ст} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Величину  $\frac{u_{ср}}{c_{ст}}$  обозначают  $Y_T$  и называют *параметром нагруженности*.

В осевых ступенях турбины минимум  $c_2$  и максимум КПД достигаются приблизительно при одном и том же значении  $Y_T = Y_{топт}$ . При отступлении от значения  $Y_{топт}$  и в сторону уменьшения, и в сторону увеличения потери с выходной скоростью увеличиваются.

Примем в качестве расчетного оптимальный режим, при котором  $Y_T = Y_{топт}$  и  $\alpha_2 = 90^\circ$ . Уменьшение параметра  $Y_T$  за счет, например, уменьшения окружной скорости  $u$  приводит к увеличению скорости  $w_1$  (рис. 6.13). С увеличением  $w_1$  растет и скорость  $w_2$  (см. формулу 5.18), что при уменьшении  $u$  приводит к росту  $c_2$  (рис. 6.13,а) и, следовательно, выходных потерь.

При увеличении  $u$  по сравнению с расчетным значением скорость  $w_1$  уменьшается (рис. 6.13,б). При этом уменьшается и  $w_2$ , что при увеличении  $u$  сопровождается ростом  $c_2$ , т.е. ростом выходных потерь.

Кроме того, как при уменьшении, так и при увеличении  $u$  от его расчетного значения изменяется угол  $\beta_1$ , что обуславливает нерасчетное обтекание входной кромки рабочих лопаток и снижение КПД ступени.

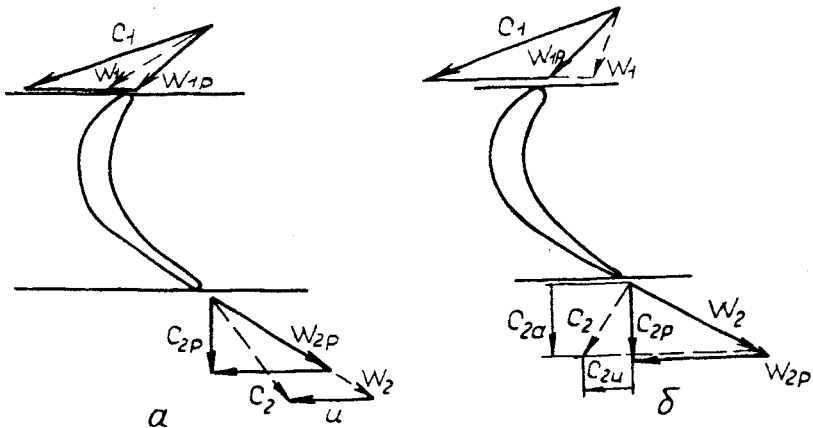


Рис. 6.13. Схема обтекания рабочей лопатки при параметре нагруженности меньше (а) и больше (б) оптимального

Заметим, что при увеличении  $u$  и снижении  $w_1$  растет давление в зазоре  $p_1$ , а значит, и отношение  $p_1/p_2$ . Поэтому, несмотря на уменьшение  $w_1$ , скорость  $w_2$  снижается незначительно. Тем не менее рост скорости  $u$  по сравнению с ее расчетным значением сопровождается увеличением  $c_2$ , т.е. ростом выходных потерь.

Отметим, что потери с выходной скоростью также зависят от величин  $\rho_{ст}$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_2$ ,  $\varphi$  и  $\psi$ .

Есть две возможности снижения потерь с выходной скоростью:

- работа при  $Y_T = (Y_T)_{opt}$ ;
- использование многоступенчатых турбин.

**Потери на трение диска о газ** вызваны двумя обстоятельствами. Во-первых, при вращении диска рабочего колеса на его поверхности образуется пограничный слой (рис. 6.14) и, следовательно, появляются потери на трение одних слоев газа о другие. Во-вторых, частицы газа пограничного слоя приобретают вращательное движение и отбрасываются к периферии, а на их место поступают другие частицы (см. рис. 6.14). В результате между диском и корпусом возникает циркуляционное движение газа, на которое затрачивается энергия.

Экспериментально установлено, что такие потери растут при увеличении диаметра диска, частоты вращения, плотности газа.

**Потери от радиальных течений.** От действия центробежных сил во вращающемся лопаточных венцах и в осевых зазорах могут возникать радиальные течения, на которые затрачивается часть энергии потока. (Это связано с тем, что действие центробежных сил не всегда уравновешивается разностью давлений).

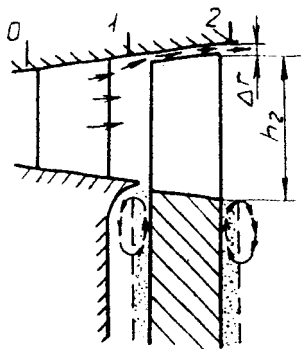


Рис. 6.14. Схема образования циркуляционных течений у диска рабочего колеса: --- граница пограничного слоя

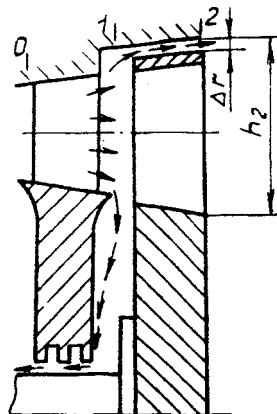


Рис. 6.15. Схема утечек рабочего тела в ступени турбины

**Потери на утечку.** Обычно потери на утечку связаны с перетеканием газа из полости между сопловым аппаратом и рабочим колесом в область за рабочим колесом через радиальный зазор  $\Delta_r$  между торцами концов лопаток и корпусом (рис. 6.14) или между бандажом и корпусом (рис. 6.15).

Таким образом, из-за утечек часть рабочего тела не попадает на лопатки рабочего колеса и не совершает механической работы.

Величина утечки тем больше, чем больше разность давлений на рабочем колесе ( $p_1 - p_2$ ) и относительная величина радиального зазора  $\Delta_r = \Delta_r/h_2$ . Однако утечки рабочего тела могут наблюдаться не только через радиальный зазор  $\Delta_r$ , но и в других местах, например через лабиринтное уплотнение у ротора турбины (см. рис. 6.15).

С уменьшением высоты лопаток абсолютную величину радиального зазора  $\Delta_r$  можно уменьшить ненамного, и это вызывает существенное увеличение относительного радиального зазора  $\Delta_r = \Delta_r/h_2$ . Вследствие этого с уменьшением абсолютной высоты лопаток  $h_2$  относительная величина утечек возрастает и становится весьма значительной при  $p_1 > p_2$ . Поэтому *при малой высоте лопаток применение реактивных ступеней становится нецелесообразным из-за утечек, приводящих к снижению КПД.* В этом случае обычно используют активные ступени.

Для уменьшения утечек применяют различные бесконтактные, реже - контактные уплотнения.

**Потери от нестационарного обтекания рабочей решетки.** Поток на выходе из соплового аппарата имеет неравномерное поле скоростей. Эта неравномерность особенно велика при большой относительной толщине выходных кромок. Рабочие лопатки, перемещаясь вдоль фронта выходного сечения сопловых лопаток, периодически попадают то в ядро потока, то в область закомочного следа. Таким образом, на лопатки рабочей решетки набегают поток со скоростью, переменной по величине и направлению, что сопровождается потерей энергии потока.

Уменьшить неравномерность потока на входе в рабочую решетку можно за счет увеличения зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом. Однако при выравнивании скоростей потока в осевом зазоре из-за энергообмена между отдельными его струйками часть энергии теряется. Поэтому каждая ступень имеет оптимальную величину осевого зазора, которая определяется экспериментально или подсчитывается с помощью эмпирических формул.

**Потери от парциального подвода** возникают при парциальном подводе рабочего тела и обусловлены следующими факторами:

- вентиляционным действием тех рабочих лопаток, которые в данный момент не находятся под воздействием потока, выходящего из сопел;
- удалением ("выколачиванием") сопловой струей инертного газа из межлопаточных каналов рабочего колеса;
- растеканием сопловой струи у концов дуги подвода рабочего тела.

## 6.4. НОМЕНКЛАТУРА КПД СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

На рис. 6.16 условно изображены затраты энергии каждого килограмма рабочего тела, проходящего через ступень турбины.

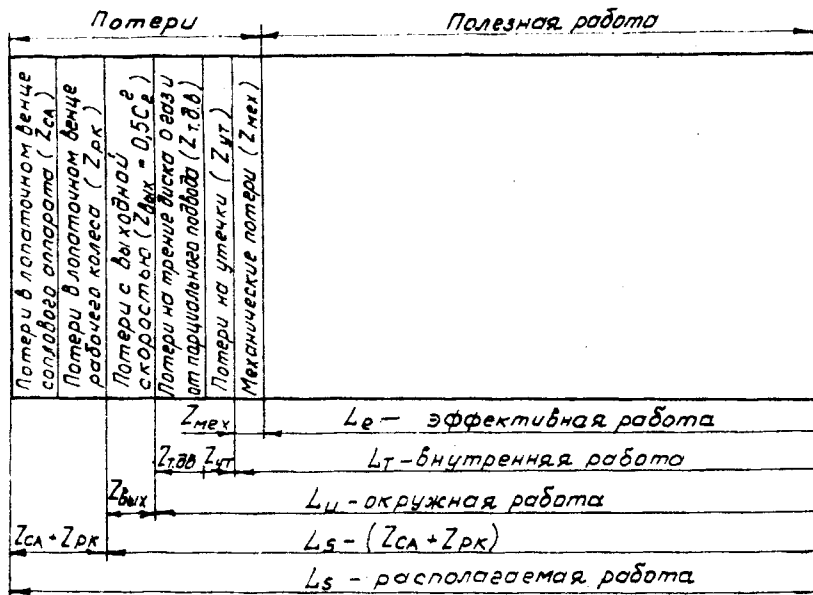


Рис. 6.16. Баланс потерь в ступени турбины

В общем случае под КПД ступени турбины понимают отношение полезной работы, совершаемой газом в турбине, к располагаемой работе рабочего тела. Обычно используют две величины располагаемой работы - изоэнтропическую работу  $L_s^*$  по статическим параметрам на выходе из ступени, которая равна  $L_s^* = i_0^* - i_{2s}^*$  (рис. 6.17), и изоэнтропическую работу  $L_s^*$  по параметрам заторможенного потока на выходе из ступени, равную  $L_s^* = i_0^* - i_{2s}^*$ . Связь между этими работами выражается формулой  $L_s^* = L_s - c_2^2/2$ .

Естественно, что КПД, вычисленный по работе  $L_s^*$ , больше, чем КПД, найденный по  $L_s$ .

Если из располагаемой работы  $L_s$  вычесть потери энергии в лопаточных венцах соплового аппарата и рабочего колеса, то получим работу турбины без учета гидравлических потерь на венцах ступени, т.е.

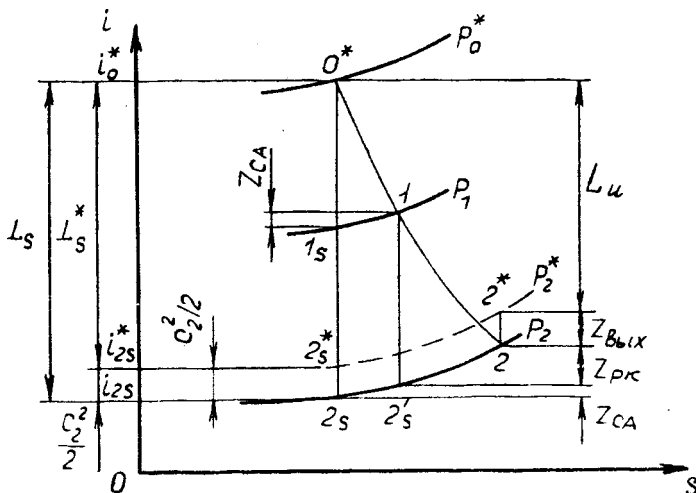


Рис. 6.17. Изображение процесса расширения газа в ступени турбины в  $i-s$  - координатах

работу, совершенную в проточной части турбины. Отношение этой работы к величине  $L_s$

$$\frac{L_s - (Z_{CA} + Z_{PK})}{L_s} = \eta_s \quad (6.3)$$

называют *адиабатическим или изэнтропическим КПД*. Он оценивает гидравлическое совершенство проточной части ступени. Величину  $\eta_s$  по параметрам торможения не определяют.

Если из располагаемой работы вычесть не только потери  $Z_{CA}$  и  $Z_{PK}$ , но и потери с выходной скоростью, то получим окружную работу (*работу на окружности колеса*)

$$L_s - (Z_{CA} + Z_{PK} + Z_{вых}) = L_u$$

Отношения

$$\frac{L_u}{L_s} = \eta_u \text{ и } \frac{L_u}{L_s^*} = \eta_u^* \quad (6.4)$$

называют *окружными КПД*.

Если из располагаемой работы вычесть все внутренние потери энергии в ступени, то получим *внутреннюю работу турбины*

$$L_s - (Z_{CA} + Z_{PK} + Z_{вых} + Z_{тр.д} + Z_{ут}) = L_{т.}$$



где  $Z_{\text{тр.д}}$  - потери на трение диска и вентиляционные потери;  
 $Z_{\text{ут}}$  - потери на утечки.

Отношение внутренней работы  $L_T$  к располагаемой

$$\frac{L_T}{L_s} = \eta_T \quad \text{и} \quad \frac{L_T}{L_s} = \eta_T^* \quad (6.5)$$

называют *внутренним или мощностным КПД*, (иногда  $\eta_T^*$  называют просто КПД ступени).

Внутренней работе соответствует внутренняя мощность турбины, определяемая выражением

$$N_T = GL_T.$$

Если при определении полезной работы учесть еще и механические потери энергии  $Z_{\text{мех}}$ , то получим *эффективную работу* или *работу на валу турбины*

$$L_s - (Z_{\text{сА}} + Z_{\text{рК}} + Z_{\text{вых}} + Z_{\text{тр.д}} + Z_{\text{ут}} + Z_{\text{мех}}) = L_e.$$

Отношения

$$\frac{L_e}{L_s} = \eta_c \quad \text{и} \quad \frac{L_e}{L_s} = \eta_e^* \quad (6.6)$$

представляют собой *эффективный КПД*. Эффективной работе соответствует *эффективная мощность* турбины:

$$N_e = GL_e = GL_s \eta_e. \quad (6.7)$$

В соответствии с последней формулой форсировать мощность турбины можно за счет увеличения расхода рабочего тела или располагаемой работы

$$L_s = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right],$$

т.е. необходимо увеличивать  $T_0^*$ ,  $p_0^*$ ,  $\eta_e$  и уменьшать  $p_2$ .

Механические потери в турбине, например потери на трение в подшипниках, контактных уплотнителях, оценивают отношением

$$\frac{L_c}{L_T} = \frac{N_c}{N_T} = \eta_{\text{мех}}, \quad (6.8)$$

которое называют *механическим КПД*.

## 6.5. ОСОБЕННОСТИ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ДЛИННЫХ ЛОПАТОК

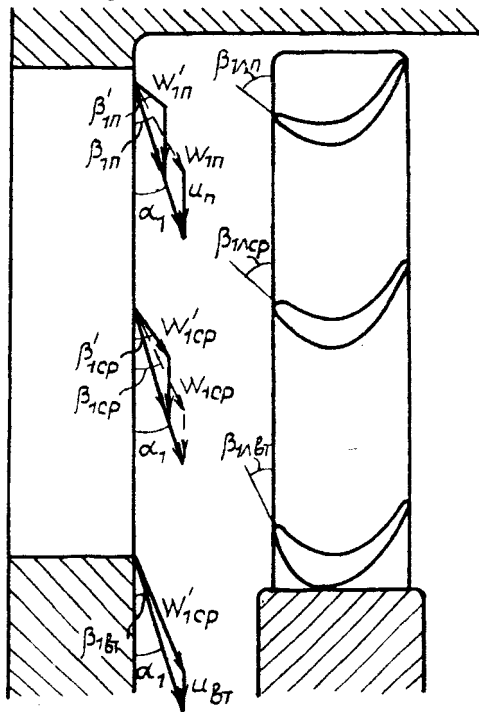
Если лопатки короткие, то их профилирование выполняют по среднему диаметру ступени. В этом случае по всей длине лопатки профиль ее тот же, что и на среднем диаметре. Оптимальный угол атаки также принимается неизменным по высоте лопатки и равным его значению на среднем диаметре.

Если же лопатки длинные ( $D_{ср}/h_{ПК} < 11...12$ ), то сохранение профиля неизменным по всей длине лопатки приведет к значительному отступлению от  $i_{opt}$  в районе корневого и периферийного сечений.

Есть две причины увеличения угла  $\beta_1$  от корня к периферии лопаток. Во-первых, от корня к периферии увеличивается окружная скорость лопатки, т.е.  $u_{вт} < u_{ср} < u_n$ . Поэтому, если принять, что угол выхода потока из сопловой решетки не изменяется по длине лопатки, т.е.  $\alpha_1 = const$ , то для получения постоянной величины угла атаки  $i_{opt}$  по всей длине лопатки надо увеличивать  $\beta_{1n}$  от корня к периферии (см. рис. 6.18).

Во-вторых, на выходе из соплового аппарата поток имеет существенную величину окружной со-

Рис. 6.18. Треугольники скоростей в различных сечениях по высоте лопатки: — без учета изменения давления; — с учетом изменения давления по высоте лопатки



ставляющей скорости  $s_{1n}$  и, следовательно, интенсивно вращается вокруг оси турбины. Центробежные силы отбрасывают поток к периферии, но стенки статора препятствуют этому движению. В результате статическое давление в зазоре  $p_1$  растет от втулки к периферии (см. рис. 6.19).

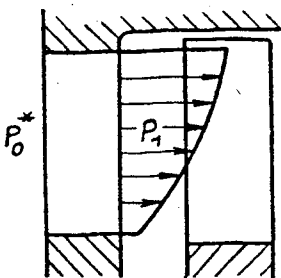


Рис. 6.19. Схема распределения давления  $p_1$  по высоте лопатки

Но давление на входе в сопловой аппарат  $p_0^*$  одинаково по всей длине лопатки. Поэтому от корня к периферии уменьшается отношение  $p_0^*/p_1$ , а это сопровождается уменьшением скорости  $c_1$  от корня к периферии, что приводит к дополнительному увеличению угла  $\beta_1$  к периферии (см. рис. 6.18). Для сохранения  $i_{opt}$  надо еще большее увеличение входного лопаточного угла к периферии.

Итак, цель профилирования длинных лопаток - сохранение оптимального угла атаки по высоте лопатки за счет увеличения  $\beta_{1d}$  рабочих лопаток от корня к периферии.

## 6.6. ПОДОБНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

Многие процессы в турбинах не поддаются теоретическому расчету, поэтому весьма важным этапом при изучении турбин являются экспериментальные исследования. Причем результаты исследований стремятся обработать так, чтобы их можно было использовать при проектировании других турбин.

Но экспериментальное исследование турбин большой мощности сложно и дорого. Также сложно и опасно испытание турбин, работающих на токсичных и агрессивных рабочих телах. В этих случаях используют модели больших турбин и модельные рабочие тела. Обработка результатов экспериментов, а также выбор параметров модели или модельного рабочего тела при этом осуществляется с помощью теории подобия.

Для любого режима работы турбины можно подобрать много других режимов, для которых течение газа в отдельных элементах турбины остается подобным течению газа в тех же элементах на выбранном режиме. Такие режимы турбины называют *подобными*.

Из общих законов подобия движения жидкостей установлено, что условия подобия потоков жидкости соблюдаются при выполнении *геометрического, кинематического и динамического подобия*.

**Геометрическое подобие** - постоянство отношений сходственных геометрических размеров природы и модели, причем должны моделироваться величины шероховатостей поверхностей лопаток и зазоров в ступени. **Кинематическое подобие** - подобие треугольников осредненных скоростей в сходственных точках проточной части природы и модели. **Динамическое**

**подобие** - подобие осредненных силовых полей. Доказывается, что динамическое подобие режимов выдерживается при равенстве *безразмерных* критериев *Струхала, Рейнольдса и Эйлера*.

Для установившегося движения критерий Струхала не влияет на подобие режимов.

Влияние числа Рейнольдса на подобие газовых потоков практически заметно лишь при  $Re < 3,5 \cdot 10^4$ , а газовые турбины ГТД работают при значительно большем его значении ( $Re > 10^5$ ). В этом случае силы инерции значительно больше сил вязкости и принято говорить, что турбины работают в области *автомоделности* (независимости) по числу Рейнольдса. Таким образом, подобие газовых турбин ГТД не зависит от числа Рейнольдса.

Остается критерий Эйлера, т.е. для выполнения условия динамического подобия режимов работы турбины (или турбин) достаточно

равенства чисел Эйлера  $Eu = \frac{p}{\rho c^2}$ . Но  $\frac{p}{\rho} = RT$ , тогда  $Eu = \frac{RT}{c^2}$ .

Умножим числитель и знаменатель числа  $Eu$  на величину  $k$ :

$$Eu = \frac{kRT}{kc^2} = \frac{a^2}{kc^2},$$

отсюда

$$Eu = \frac{1}{kM^2}. \quad (6.9)$$

Таким образом, для турбин критерием динамического подобия является число Маха.

В частности, в качестве критерия динамического подобия можно выбрать число Маха в абсолютном движении на выходе из соплового аппарата.

$$Mc_1 = \frac{c_1}{\sqrt{kRT_1}}.$$

Итак, если имеем одну турбину, работающую на разных режимах, или турбины геометрически подобные, то в качестве условия подобия необходимо равенство чисел  $Mc_1$  и подобие треугольников скоростей в

сходственных точках, т.е.  $\frac{c_1}{c'_1} = \frac{u_1}{u'_1} = \frac{w_1}{w'_1} = CONST$ . Но в этом случае равны числа Маха и в переносном движении.

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{kRT_1}} = M'_u = \frac{u'_1}{\sqrt{kRT'_1}}.$$

Действительно, на подобных режимах

$$M_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{kRT_1}} = M'_{c1} = \frac{c'_1}{\sqrt{kRT'_1}}, \text{ отсюда}$$

$$\frac{c_1}{c_1'} = \frac{\sqrt{kRT_1}}{\sqrt{kRT_1'}}. \text{ Но } \frac{c_1}{c_1'} = \frac{u_1}{u_1'} = \frac{\sqrt{kRT_1}}{\sqrt{kRT_1'}} \text{ или}$$

$$\frac{u_1}{\sqrt{kRT_1}} = \frac{u_1'}{\sqrt{kRT_1'}}, \text{ т.е. } M_u = M_u' = \text{const}, \text{ что и требовалось доказать.}$$

Таким образом, при условии соблюдения геометрического подобия режимы работы турбины (или турбин) будут подобны, если обеспечить постоянство чисел  $M_{c1}$  и  $M_u$  (подобие треугольников скоростей в этом случае выполняется уже автоматически).

Можно доказать, что при постоянстве  $M_{c1}$  имеет место и равенство чисел  $M_{w2} = \frac{w_2}{\sqrt{kRT_2}} = M'_{w2} = \frac{w_2'}{\sqrt{kRT_2'}}$ . Следовательно, режимы работы турбины (или турбин) подобны и при постоянстве другой пары чисел Маха  $M_u$  и  $M_{w2}$ .

Пары критериев подобия ( $M_u$  и  $M_{c1}$ ) и ( $M_u$  и  $M_{w2}$ ) могут быть заменены двумя другими критериями, производными от этой пары (например:  $M_u$  и  $\frac{P_1}{P_0}$ ;  $M_u$  и  $\frac{P_2}{P_0}$ ;  $\pi_T$  и  $\frac{u}{c_{\text{ст}}}$ ).

Приведенная скорость  $\lambda = \frac{c}{a_{\text{кр}}}$  однозначно связана с числом  $M$ :

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{2}} \cdot \frac{M}{\sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2}}, \text{ поэтому } \lambda \text{ также может служить критерием}$$

подобия. Но приведенная скорость  $\lambda$  является основой газодинамических функций, следовательно, газодинамические функции могут быть использованы в качестве критериев подобия.

Работа турбины во многом определяется окружной скоростью  $u$  и расходом рабочего тела  $G$ . Поэтому очень важно, чтобы эти величины входили в состав критериев подобия. (А это требует замены безразмерных критериев на размерные). Так, например, величину приведенной скорости

$$\lambda_u = \frac{u}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_0^*}} \text{ для неизменного состава рабочего тела можно заменить}$$

отношением  $\frac{u}{\sqrt{T_0^*}}$  (т.е. при  $\lambda_u = \text{const}$  и  $\frac{u}{\sqrt{T_0^*}} = \text{const}$ ). При подобных режимах одной и той же турбины уже можно использовать в качестве критерия

$$\text{подобия } \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}.$$

Для включения в критерий подобия величины  $G$  используют формулу

$$(1.37) \quad G = m \frac{p_0^*}{\sqrt{T_0^*}} Fq(\lambda). \text{ Для этого ее записывают в таком виде:}$$

$$\frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = mFq(\lambda). \quad (6.10)$$

Величину  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$  называют *параметром расхода* ( в некоторых учебниках - *приведенным расходом*).

Для данного рабочего тела величина

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = const.$$

Постоянна и площадь проходного сечения проточной части  $F = const$  у данной турбины. При подобии режимов постоянна плотность тока  $q(\lambda) = const$ .

Таким образом, на подобных режимах  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$  является критерием подобия (поскольку однозначно определяется функцией плотности тока  $q(\lambda)$ , последняя же - функция числа Маха). Итак, вместо числа Маха или  $q(\lambda)$  можно использовать параметр расхода  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$ .

На подобных режимах работы турбины, несмотря на то, что параметры газа меняются по абсолютной величине, все относительные параметры (степень понижения давления, отношения температур и скоростей, а также КПД) остаются постоянными.

## 7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

### 7.1. СПОСОБЫ ИЗОБРАЖЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИН

Связь между параметрами, характеризующими работу турбины (мощность, расход рабочего тела, КПД и т.п.) и режимными параметрами (частота вращения, степень понижения давления, температура газа на входе и т.п.) называют характеристиками турбины.

Если координаты характеристики абсолютные параметры - характеристику называют *нормальной*. Если координаты безразмерные параметры - характеристику называют *универсальной*.

Достоинством нормальных характеристик является их наглядность. Недостатком - необходимость иметь большое число кривых для оценки работы турбины; кроме того трудно сравнивать отдельные режимы.

Достоинством универсальных характеристик является возможность оценивать все многообразие режимов работы турбины двумя безразмерными

параметрами. Поэтому универсальные характеристики нашли наиболее широкое применение.

В частности, для оценки работы турбины очень часто используют зависимость  $\eta_T = f(u/c_{ст})$  при  $\pi_T = \text{const}$  (рис. 7.1). Снижение КПД турбины

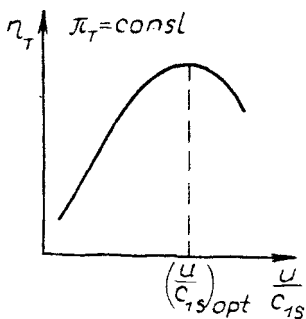


Рис. 7.1. Характеристика турбины

$$\eta_T = f\left(\frac{u}{c_{1s}}\right)$$

частоты вращения в этом случае еще несколько увеличиваются и

при уменьшении частоты вращения (т.е. при уменьшении  $\frac{u}{c_{1s}}$ ) по сравнению с ее оптимальным значением связано с интенсивным ростом выходных потерь. Действительно, при уменьшении  $n$  увеличивается  $w_1$ . Это приводит к росту  $w_2$ , что при уменьшении  $n$  сопровождается существенным увеличением  $c_2$  (рис. 7.2).

При увеличении  $n$  по сравнению с  $n_p$  уменьшается  $w_1$  (рис. 7.3). Снижается  $w_2$ , что при росте  $n$  приводит к увеличению  $c_2$ , т.е. росту выходных потерь.

Дополнительно к росту выходных потерь при отступлении от расчетной частоты вращения в этом случае еще несколько увеличиваются и

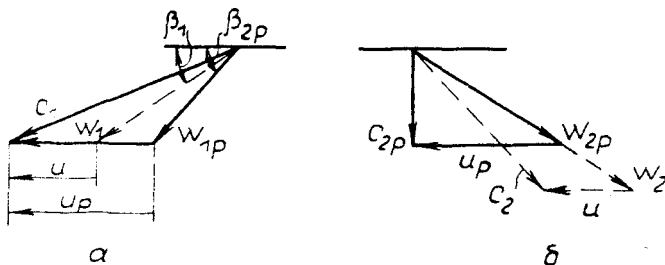


Рис. 7.2. Изменение треугольников скоростей при  $n < n_p$ : а - на входе в рабочее колесо; б - на выходе

профильные потери, т.к. изменяется угол  $\beta_1$  и меняется угол атаки рабочих лопаток.

Для оценки расхода рабочего тела через турбину обычно используют характеристики в виде зависимости параметра расхода  $\frac{G\sqrt{I_0^*}}{\rho_0}$  от степени

понижения давления  $\pi_T = \frac{p_0}{p_2}$  при  $\frac{n}{\sqrt{I_0^*}} = \text{const}$ . Пример такой

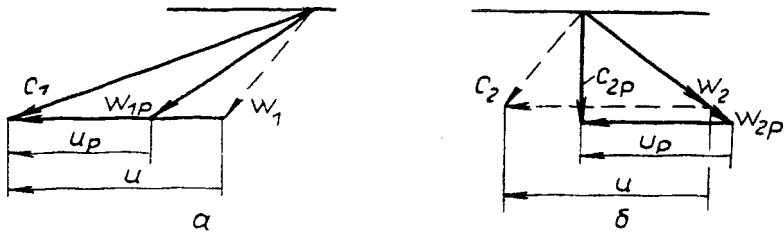


Рис. 7.3 Изменение треугольников скоростей при  $p > p_0$ : а - на входе в рабочее колесо; б - на выходе из него

характеристики приведен на рис. 7.4. Для объяснения характера зависимости представим параметр расхода согласно формуле (6.10) в следующем виде:

$$\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0} = mF_{\text{крСА}}q(\lambda_T), \quad (7.1)$$

где  $F_{\text{крСА}}$  - суммарная площадь поперечных сечений горловин соплового аппарата;  $q(\lambda_T)$  - функция плотности тока в горловинах соплового аппарата.

С увеличением  $P_0^*$

(т.е.  $\pi_T = \frac{P_0^*}{P_2}$ ) растут плотность  $\rho$  и скорость  $c_T$ , а значит увеличивается плотность тока  $\rho c_T$  и приведенный расход

$$q = \frac{c_T \rho_T}{c_{\text{кр}} \rho_{\text{кр}}}. \text{ Максимальное}$$

значение приведенного расхода ( $q_{\text{max}} = 1$ ) появляется, начиная с критического перепада давления, когда скорость и плотность в горле достигнут критических значений ( $c_{\text{кр}}$  и  $\rho_{\text{кр}}$ ). При  $q_{\text{max}}$  параметр расхода также становится максимальным. При дальнейшем увеличении  $P_0^*$  параметр расхода остается неизменным. (Внимание! Параметр расхода остается неизменным, но не расход!). В то же время с увеличением  $P_0^*$  скорость  $c_T$  будет увеличиваться до тех пор, пока расширительная способность косых срезов соплового аппарата не будет использована полностью.

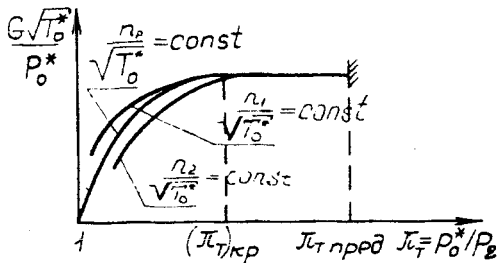


Рис. 7.4 Влияние степени понижения давления на параметр расхода

В области  $\pi_T > (\pi_T)_{\text{кр}}$  отклонение параметра  $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$  от его расчетного зна-



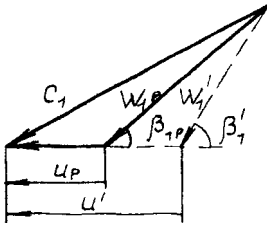


Рис. 7.5. Изменение угла  $\beta_1$  за счет увеличения частоты вращения  $n$

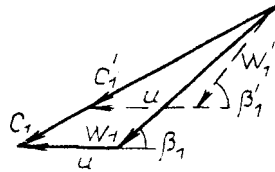


Рис. 7.6. Изменение угла  $\beta_1$  за счет уменьшения  $T_0$

чения не изменяет величины  $\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0}$ .

В области же  $\pi_r < (\pi_r)_{кр}$  изменение  $\sqrt{\frac{T_0^*}{T_0}}$  по сравнению с расчетным при  $\pi_r = \text{const}$  вызывает изменение угла  $\beta_1$ . При этом неважно, что повлияло на изменение параметра  $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$  - изменение  $n$  или  $T_0^*$ .

Пусть, например, увеличилось  $n$ , в этом случае  $\beta_1' > \beta_1$  (см. рис. 7.5). Увеличение параметра  $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$  возможно и при  $n = \text{const}$  за счет уменьшения  $T_0^*$  (рис. 7.6). При этом также угол  $\beta_1' > \beta_1$ .

Увеличение угла  $\beta_1$  будет сопровождаться увеличением давления  $p_1$ .

Для объяснения этого явления рассмотрим течение по

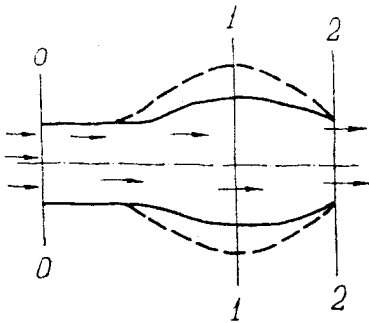


Рис. 7.7. Течение потока газа по каналу переменного сечения

осесимметричному каналу с переменным сечением (рис. 7.7). Представим, что удалось изменить размер проточной части канала, и он стал иметь форму, описанную пунктиром. За счет увеличения размера сечения 1-1 давление в этом сечении возрастает. Другими словами за счет роста степени конфузурности ( $f_1/f_2$ ,  $f_2 = \text{const}$ ) возрастает давление в сечении 1-1.

Аналогичное явление происходит в ступени турбины при изменении частоты вращения. Т.е. *изменение частоты вращения изменяет величину давления  $p_1$  в зазоре*. Действительно, из рис. 7.8 видно, при  $\beta_1$  степень конфузурности равна  $f_1/f_2$ . С

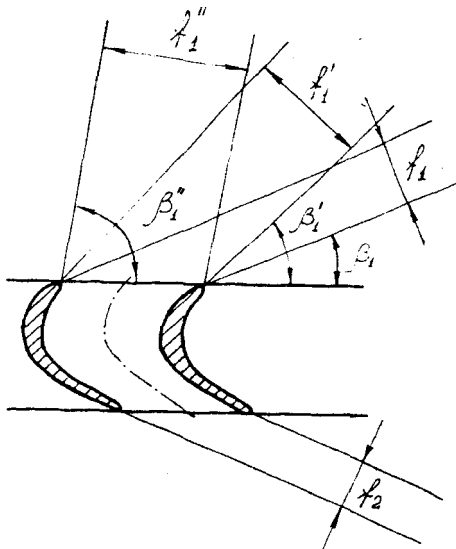


Рис. 7.8. Изменение степени конфузурности потока при изменении угла  $\beta_1$

увеличением угла входа потока до  $\beta_1'$  степень конфузурности увеличивается до  $f_1'/f_2$ , и *величина  $p_1$  возрастет*. Но  $p_0 = \text{const}$  и с увеличением  $p_1$  степень понижения давления в сопловой решетке уменьшается, а значит уменьшается и скорость  $c_1$ , что обуславливает уменьшение расхода рабочего тела и величины комплекса расхода  $\frac{G\sqrt{T_0}}{p_0}$ .

При уменьшении  $n$  по сравнению с  $n_p$  угол  $\beta_1$  уменьшается, степень конфузурности снижается, давление  $p_1$  также снижается, скорость  $c_1$  увеличивается, расход увеличивается, увеличивается и комплекс расхода (рис. 7.4).

## 7.2. НЕРАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

При эксплуатации ГТД меняются высота и скорость полета, атмосферные условия. В результате изменяются параметры рабочего тела на входе в сопловой аппарат ступени турбины  $p_0^*$ ,  $T_0^*$ , противодавление на выходе из ступени  $p_2^*$  и частота вращения ротора турбины  $n$ .

Параметры  $p_0^*$ ,  $T_0^*$ ,  $p_2^*$  и  $n$  называют *независимыми параметрами*. Каждый из них определяет расход рабочего тела через турбину, ее КПД и мощность, т.е. параметры, характеризующие работу турбины.

Рассмотрим изменение  $G$ ,  $\eta_t$  и  $N_t$  при отклонении каждого из независимых параметров от расчетного значения. При этом три других независимых параметра будут сохраняться постоянными.

**Влияние полного давления на входе в ступень.** Сначала рассмотрим случай, когда на расчетном (оптимальном) режиме работы ступени величина

$p_0^*$  обеспечивает докритическую степень понижения давления  $\pi_\tau < \pi_{\tau, \text{кр}}$ . При установившемся режиме расход рабочего тела через любое сечение проточной части сохраняется неизменным. Запишем уравнение неразрывности для входа в сопловой аппарат и для его выходного сечения (см. рис. 7.9):

$$G = c_0 \rho_0 F_0 = c_{1a} \rho_1 F_1,$$

где  $F_0$  и  $F_1$  площади входного и выходного сечений, взятые по входному и выходному фронтам решетки соплового аппарата. Уравнение можно

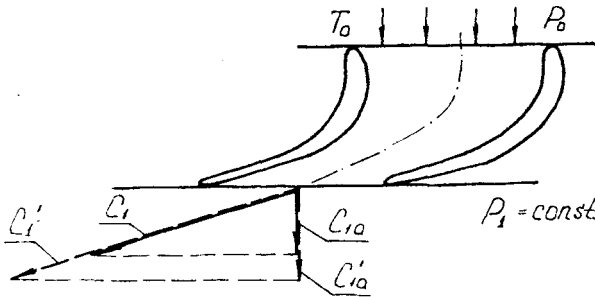


Рис. 7.9. Увеличение  $c_{1a}$  при повышении  $p_0^*$

представить в таком виде:

$$G = c_0 \frac{p_0}{RT_0} F_0 = c_{1a} \frac{p_1}{RT_1} F_1. \quad (7.2)$$

При  $\pi_\tau < \pi_{\tau, \text{кр}}$  с увеличением  $p_0^*$  растет скорость  $c_1$ . Кроме того, с ростом  $p_0^*$

при  $p_1 = \text{const}$  уменьшается температура  $T_1$   $\left[ \frac{T_1}{T_0^*} = \left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ . Рост  $c_{1a}$  и уменьшение  $T_1$  обуславливают интенсивный рост расхода рабочего тела  $G$  при увеличении  $p_0^*$ .

При  $\pi_\tau > \pi_{\tau, \text{кр}}$  расход определяется критическим сечением сопла. Запишем уравнение неразрывности для входа в сопловую решетку и для ее горла:

$$G = c_0 \frac{p_0}{RT_0} F_0 = c_\tau \frac{p_\tau}{RT_\tau} F_\tau. \quad (7.3)$$

С увеличением  $p_0^*$  пропорционально растет  $p_\tau$  (т.е. растет плотность  $\rho_\tau$ ), что сопровождается ростом расхода рабочего тела через турбину. При этом  $c_\tau$  и  $T_\tau$  имеют критическое значение и не изменяются.

Итак, при увеличении давления  $p_0^*$  по сравнению с расчетным значением при  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{ кр}}$  и  $\pi_\tau > \pi_{\tau \text{ кр}}$  растет расход рабочего тела через ступень турбины. Аналогично при снижении давления  $p_0^*$  расход рабочего тела уменьшается.

Теперь рассмотрим изменение КПД турбины при изменении давления  $p_0^*$  по сравнению с его расчетным значением.

Если  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{ кр}}$ , то с увеличением  $p_0^*$  увеличивается  $c_1$ , при этом растет  $w_1$  (рис. 7.10) и уменьшается угол  $\beta_1$ , что вызывает отклонение угла атаки рабочих лопаток от его оптимального значения и рост профильных потерь.

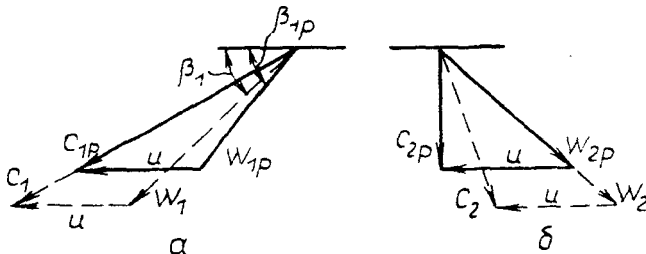


Рис. 7.10. Изменение треугольников скоростей при повышении  $p_0^*$  и  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{ кр}}$ : на входе в лопатки (а) и выходе из них (б)

Но, главное, с увеличением  $w_1$  растет  $w_2$ , что сопровождается *существенным ростом выходных потерь* и КПД турбины снижается.

Если  $\pi_\tau > \pi_{\tau \text{ кр}}$  и расширительная способность косых срезов сопел использована не полностью, то с увеличением  $p_0^*$  увеличивается  $c_1$  и далее все изменяется также, как и для случая  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{ кр}}$ .

Если  $\pi_\tau > \pi_{\tau \text{ кр}}$  и расширительная способность косых срезов сопел уже использована, то при увеличении  $p_0^*$  треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки останется неизменным. Но при этом будет расти давление  $p_1$ , а значит (если расширительная способность косых срезов рабочих лопаток полностью не использована) увеличатся  $w_2$  и выходные потери, что приведет к снижению КПД турбины.

Итак, с увеличением  $p_0^*$  от его расчетного значения КПД турбины снижается.

Аналогично можно показать, что с уменьшением  $p_0^*$  от его расчетного значения КПД турбины также снижается. Для закрепления материала студентам необходимо самостоятельно проанализировать и построить треугольники скоростей для случая, когда  $p_0^*$  уменьшается.

Теперь рассмотрим, как влияет изменение давления  $p_0^*$  на величину мощности ступени. Согласно формуле (6.7) мощность турбины определяется

секундным расходом рабочего тела, располагаемой удельной работой и величиной КПД, т.е.  $N_T = GL_s \eta_T$ , где

$$L_s = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (7.4)$$

С увеличением давления  $p_0^*$  по сравнению с его расчетным значением происходит увеличение расхода  $G$  и работы  $L_s$ , но при этом уменьшается КПД турбины. Несмотря на уменьшение КПД, мощность турбины интенсивно увеличивается.

При уменьшении  $p_0^*$  мощность турбины быстро падает вследствие уменьшения  $G$ ,  $L_s$  и КПД.

**Влияние полной температуры рабочего тела на входе в турбину.**

Формула (5.11) для сопла с косым срезом будет иметь такой вид:

$$G = f_1 \sin \alpha_1 \frac{p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}. \quad (7.5)$$

Из (7.5) следует, что расход через турбину изменяется обратно пропорционально корню квадратному из температуры  $T_0^*$ .

С физической точки зрения уменьшение расхода рабочего тела при увеличении  $T_0^*$  объясняется интенсивным снижением плотности газа в горле каналов соплового аппарата, что не компенсируется некоторым увеличением скорости  $c_2$ . При снижении  $T_0^*$  плотность газа в горле каналов увеличивается быстрее, чем происходит некоторое снижение скорости  $c_T$ , и расход газа увеличивается.

Если расчетное значение угла  $\alpha_2 = 90^\circ$ , то при отклонении  $T_0^*$  от  $T_{0p}^*$  КПД ступени будет несколько уменьшаться, что связано с изменением угла атаки на входе в рабочие лопатки и с увеличением выходных потерь (рис. 7.11).

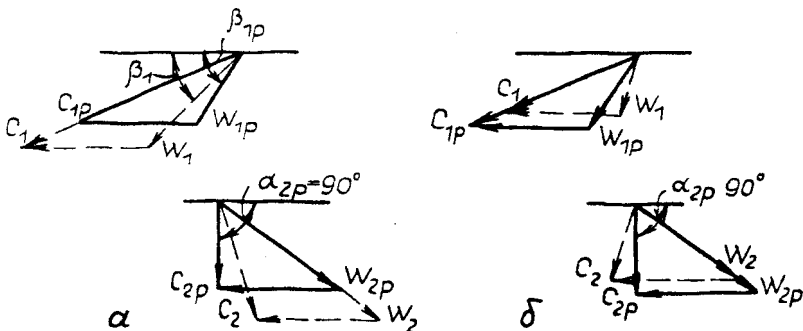


Рис. 7.11. Изменение планов скоростей ступени при отклонении  $T_0^*$  от  $T_{0p}^*$ : при увеличении (а) и уменьшении (б)  $T_0^*$

Если же расчетное значение  $\alpha_{2p} < 90^\circ$ , то с уменьшением  $T_0^*$  КПД ступени может несколько возрасти из-за увеличения  $\alpha_2$  и снижения при этом  $c_2$  (рис. 7.12).

Рассмотрим влияние  $T_0^*$  на мощность турбины. При увеличении  $T_0^*$  пропорционально увеличивается работа  $L_s$  (см. формулу 7.4), а расход уменьшается приблизительно пропорционально  $\sqrt{T_0^*}$ . Поэтому, несмотря на некоторое уменьшение КПД, с ростом  $T_0^*$  *мощность турбины увеличивается приблизительно пропорционально  $\sqrt{T_0^*}$ .*

При уменьшении  $T_0^*$  мощность аналогично уменьшается.

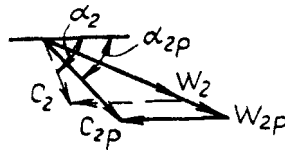


Рис. 7.12. Изменение  $c_2$  при уменьшении  $T_0^*$  по сравнению с расчетным значением для случая  $\alpha_{2p} < 90^\circ$

### Влияние противодействия $p_2$ .

Влияние противодействия на величину расхода хорошо показывает график зависимости параметра расхода от степени понижения давления рабочего тела в ступени  $\pi_\tau = \frac{p_2}{p_0}$  (рис. 7.4). При условии  $p_0^* = const$  и  $T_0^* = const$ , этот график дает зависимость  $G$  от величины  $p_2$ .

Из графика видно, что при  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{кр}}$  с увеличением  $p_2$  (т.е. с уменьшением  $\frac{p_0}{p_2}$ ) расход уменьшается. При уменьшении  $p_2$  в этой области  $\pi_\tau$  расход увеличивается.

В области же  $\pi_\tau > \pi_{\tau \text{кр}}$  изменение  $p_2$  не вызывает изменения расхода.

Реальное изменение величины  $p_2$  относительно его расчетного значения обычно сопровождается слабым изменением КПД.

В то же время на величину мощности турбины  $p_2$  оказывает заметное влияние, что связано с изменением располагаемой работы при изменении  $p_2$  (см. формулу 7.4). Поэтому и при  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{кр}}$ , и при  $\pi_\tau > \pi_{\tau \text{кр}}$  с увеличением  $p_2$  *мощность уменьшается, а при уменьшении  $p_2$  - увеличивается.*

При этом в области  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{кр}}$  это влияние более интенсивное из-за изменения еще и величины расхода.

### Влияние частоты вращения.

Вначале рассмотрим влияние частоты вращения на величину расхода.

Если  $p_0 = p_1$ , то расход через сопловую решетку и турбину равен нулю. С уменьшением  $p_1$  расход через турбину (пока  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{кр}}$ ) непрерывно увеличивается.

Отсюда, для условия  $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{кр}}$  при увеличении  $n$  увеличивается  $p_1$  (доказано ранее, см. раздел 7.1, рис. 7.4), а значит *расход уменьшается.*

При уменьшении  $n$  - уменьшается  $r_1$ , что приводит к увеличению расхода.

Для условия  $\pi_r > \pi_{r\text{кр}}$  при изменении  $n$  параметры рабочего тела в горле сопловых каналов остаются неизменными, что и определяет *постоянство расхода*.

Отметим, что при незначительном изменении  $n$  величина расхода  $G$  практически остается постоянной.

Частота вращения оказывает сильное влияние на величину КПД. Так при существенном уменьшении  $n$  от оптимального значения существенно деформируются планы скоростей ступени (рис. 7.13). При этом в первую

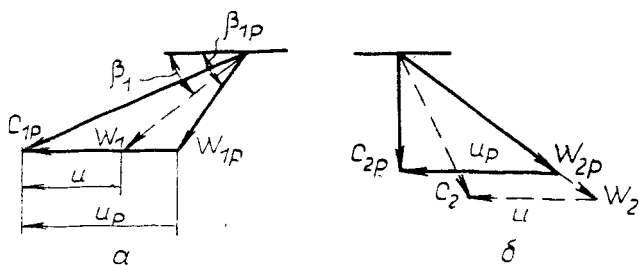


Рис. 7.13. Треугольник скоростей для двух значений частоты вращения  $n_p$  и  $n < n_p$ : а - на входе в рабочие лопатки; б - на выходе из них

очередь *интенсивно растут выходные потери* из-за роста  $c_2$ . Кроме того, при уменьшении  $n$  от расчетного значения уменьшается угол  $\beta_1$  и при  $\beta_{1n} = \text{const}$  угол атаки становится отличным от оптимального, а в этом случае *растут и профильные потери*.

При существенном увеличении частоты вращения от ее оптимального значения также *растут выходные потери* (рис. 7.14) из-за того, что угол  $\alpha_2$  становится существенно больше  $90^\circ$ . Растут и профильные потери из-за роста угла  $\beta_1$ .

Итак, при сильном уменьшении или увеличении частоты вращения от ее расчетного значения *выходные потери столь велики, что КПД турбины* (см. рис. 7.1), а следовательно, и ее мощность приближаются к нулю. Поэтому неверно утверждать, что с увеличением  $n(u)$  мощность турбины растет. Ниже будет доказано, что зависимость  $N_r = f(n)$  имеет характер, близкий к зависимости  $\eta_r = f(Y_r)$ .

Для установления влияния частоты вращения на мощность турбины воспользуемся выражением ее через величину крутящего момента и частоту вращения:

$$N_r = Mn. \quad (7.6)$$

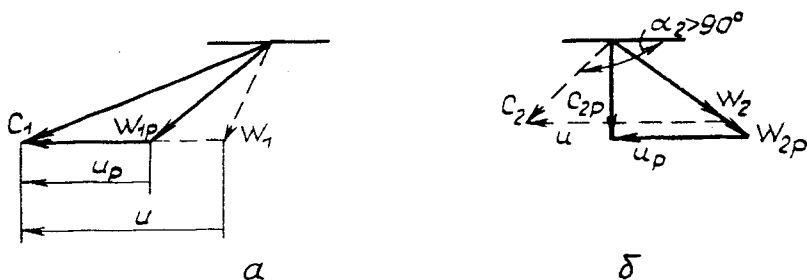


Рис. 7.14. Треугольники скоростей при  $p = p_p$  и  $p > p_p$ :  
 а - на входе в рабочие лопатки; б - на выходе из них

Поэтому сначала установим зависимость момента от частоты вращения  $M = f(n)$ .

Величина крутящего момента, действующего на ротор турбины:

$$M = \Sigma F_u \frac{D_{\text{ф}}}{2} = G(c_{1u} \pm c_{2u}) \frac{D_{\text{ф}}}{2}. \quad (7.7)$$

В первом приближении условимся принимать, что при изменении  $n$  сохраняются неизменными скорости  $c_1$  и  $w_2$ , а следовательно, неизменным будет и расход рабочего тела  $G$ .

Итак, в первом приближении  $c_{1u} = c_{1up}$ ;  $w_2 = w_{2p}$  (рис. 7.15) и  $G = \text{const}$ . С учетом принятых допущений величина скорости  $c_{2u}$  может быть представлена следующим выражением (см. рис. 7.15):

$$c_{2u} = c_{2up} + u_p - u.$$

Подставим полученное выражение для  $c_{2u}$  в формулу (7.7)

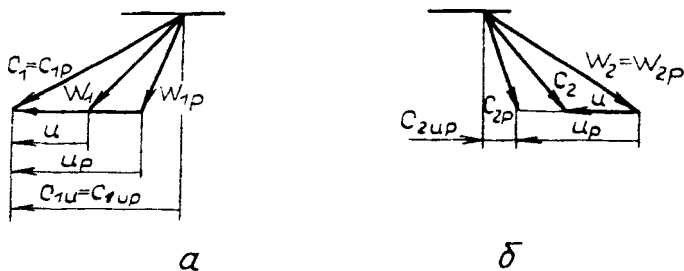


Рис. 7.15. Планы скоростей ступени при  $p < p_p$  в условиях действия принятых допущений:  
 а - на входе в рабочее колесо; б - на выходе из него"



$$M = G(c_{1up} + c_{2up} + u_p - u) \cdot \frac{D_{cp}}{2}. \quad (7.8)$$

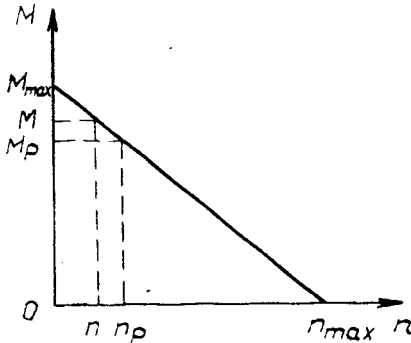


Рис. 7.16. Зависимость крутящего момента от частоты вращения

Из формулы (7.8) следует, что зависимость  $M = f(n)$  - прямая линия, причем  $M_{max}$  имеет место при  $u = 0$  (рис. 7.16). Так как зависимость  $M = f(n)$  линейная, то величину  $M$  для любого значения  $n$  можно найти в общем виде (см. рис. 7.16):

$$\frac{M_{max} - M_p}{n_p} = \frac{M_{max} - M}{n}.$$

Отсюда

$$M = M_{max} - \frac{n}{n_p} (M_{max} - M_p).$$

Умножим и разделим правую часть последнего уравнения на  $M_p$ :

$$M = M_p \left[ \frac{M_{max}}{M_p} - \frac{n}{n_p} \left( \frac{M_{max}}{M_p} - 1 \right) \right].$$

Обозначим  $\frac{M_{max}}{M_p} = \mu$ , тогда последнее уравнение примет вид:

$$M = M_p \left[ \mu - \frac{n}{n_p} (\mu - 1) \right]. \quad (7.9)$$

При  $n_{max}$  момент равен нулю, тогда из уравнения (7.9) получим:

$$0 = M_p \left[ \mu - \frac{n_{max}}{n_p} (\mu - 1) \right].$$

Отсюда

$$\mu = \frac{n_{max}}{n_p} (\mu - 1) \quad \text{и}$$

$$n_{max} = n_p \frac{\mu}{\mu - 1}. \quad (7.10)$$

Мощность турбины для любого значения  $n$  можно определить по формуле (7.6), т.е.

$$N_{\tau} = Mn.$$

Подставим в последнюю формулу вместо  $M$  его значение из уравнения (7.9):

$$N_{\tau} = M_p n \left[ \mu - \frac{n}{n_p} (\mu - 1) \right].$$

Умножим и разделим правую часть этого выражения на  $n_p$ :

$$N_{\tau} = M_p n_p \frac{n}{n_p} \left[ \mu - \frac{n}{n_p} (\mu - 1) \right],$$

откуда

$$N_T = N_p \frac{n}{n_p} \left[ \mu - \frac{n}{n_p} (\mu - 1) \right]. \quad (7.11)$$

Следовательно, графически зависимость  $N_T = f(n)$  имеет вид параболы (рис. 7.17).

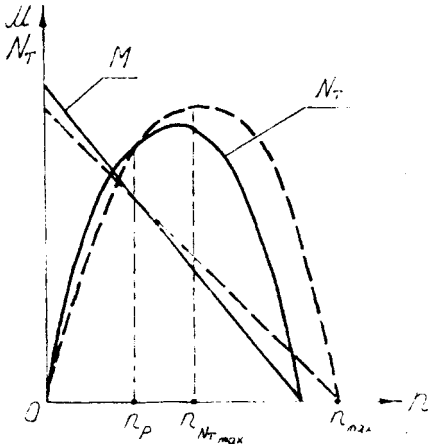


Рис. 7.17. Влияние частоты вращения на  $M$  и  $N_T$ :  
 — теоретические зависимости;  
 --- действительные зависимости

Чтобы найти частоту вращения, при которой величина мощности имеет наибольшее значение, надо приравнять нулю производную от  $N_T$  по  $n$  из уравнения (7.11)

$$n_{N_T \max} = n_p \frac{\mu}{2(\mu - 1)}. \quad (7.12)$$

Сравнение уравнений (7.12) и (7.10) показывает, что  $n_{N_T \max}$  составляет половину  $n_{\max}$ .

Если в формулу (7.11) подставить вместо  $n$  значение  $n_{N_T \max}$ , то получим выражение для  $N_{T \max}$ :

$$N_{T \max} = N_{Tр} \frac{n_{\max}}{n_p} \times \left[ \mu - \frac{n_{\max}}{n_p} (\mu - 1) \right] \text{ или с}$$

учетом уравнения (7.12):

$$N_{T \max} = N_p \frac{n_p \mu}{2n_p (\mu - 1)} \left[ \mu - \frac{n_p \mu}{2n_p (\mu - 1)} (\mu - 1) \right];$$

$$N_{T \max} = N_p \frac{\mu}{2(\mu - 1)} \left( \mu - \frac{\mu}{2} \right) = N_p \frac{\mu}{2(\mu - 1)} \frac{\mu}{2}.$$

Окончательно

$$N_{T \max} = N_p \frac{\mu^2}{4(\mu - 1)}. \quad (7.13)$$

Из формулы (7.12) следует, что  $N_{T \max}$  имеет место при частоте вращения, большей  $n_p$ . Действительно,  $\mu = \frac{M_{\max}}{M_p} > 1$ , поэтому  $\frac{\mu}{2(\mu - 1)} > \frac{1}{2}$  и  $n_{N_T \max} > n_p$ .



В конечном итоге величина действительного момента  $M = G(c_{1u} + c_{2u}) \frac{D_{sp}}{2}$  при уменьшении  $n$  от  $n_p$  больше его значения при ранее принятых допущениях (см. рис. 7.17).

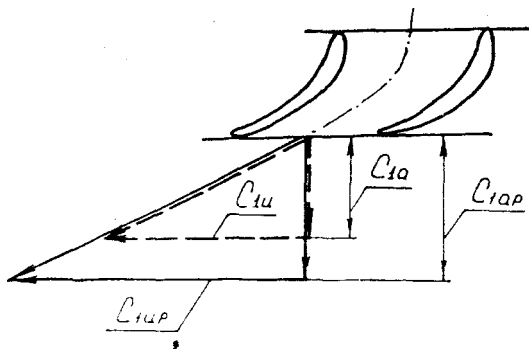


Рис. 7.20. Уменьшение  $c_{1u}$  и  $c_{1a}$  при  $n > n_p$

При увеличении частоты вращения по сравнению с расчетной (при  $\pi_r < \pi_{r, np}$ ) растет давление  $p_1$ , уменьшается скорость  $c_1$ , ее окружная составляющая  $c_{1u}$  и осевая  $c_{1a}$  (рис. 7.20). Уменьшение  $c_{1a}$  приводит к уменьшению расхода рабочего тела  $G$ . Уменьшается и скорость  $w_1$  при увеличении  $n$ , что сопровождается уменьшением  $w_2$  и при росте  $n$  появляется составляющая  $c_{2u}$ , направленная в сторону вращения колеса (рис. 7.21). В этом случае в уравнении  $\Sigma F_u = G(c_{1u} \pm c_{2u})$  надо ставить скорость  $c_{2u}$  со знаком минус.

Итак, при  $n > n_p$  уменьшаются  $G$ ,  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$ , в результате действительная величина момента меньше его значения при ранее принятых допущениях (см. рис. 7.17).

Изменение действительного значения момента приводит к изменению и мощности по сравнению с ее значением при принятых допущениях (см. рис. 7.17).

### 7.3. О ВЫБОРЕ ТУРБИНЫ

Рассмотренные выше классификация газовых турбин и потери энергии в ступени турбины позволяют описать основные соображения при выборе типа турбины.

Учет  
направления  
основного течения  
рабочего тела при  
выборе типа  
турбины

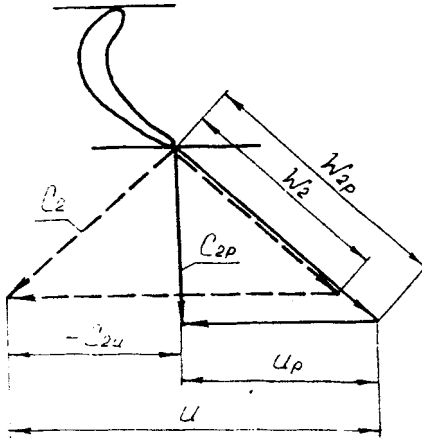


Рис. 7.21. Уменьшение  $c_{2n}$  при  $p > p_p$  (скорость  $c_{2n}$  направлена в сторону вращения колеса

ность турбины); конструктивно несложно выполнение отдельно каждой рабочей лопатки и ее крепление с диском.

Однако с уменьшением высоты лопаток (т.е. мощности) интенсивно снижается КПД ступени. К тому же при малой высоте лопаток, технологически сложно изготавливать и сопловые, и рабочие венцы с оптимальным числом лопаток.

*Радиальные центробежные турбины*

При малых мощностях, когда высота лопаток небольшая, четко проявляется основное достоинство радиальных центробежных турбин: медленное снижение КПД при уменьшении диаметральных размеров. Кориолисовы силы инерции не зависят от формы лопаток и относительной чистоты поверхности рабочих лопаток. К тому же сопловые лопатки могут быть прямыми (рис. 7.22).

Однако радиальные турбины имеют серьезные недостатки.

1. Практически исключена возможность установки второй ступени.
2. При заданном наружном диаметре рабочего колеса весьма ограничена возможность увеличения расхода рабочего тела (т.е. мощности) из-за постоянства площади выходного сечения. Увеличение диаметра  $D_2$  (рис.

*Осевые турбины.*  
В газотурбинных двигателях, где мощность турбин большая, а следовательно, большие расходы и высоты лопаток, наиболее целесообразным типом являются осевые турбины.

В этом случае беспрепятственно можно увеличивать число ступеней и высоту лопаток (т.е. мощ-

7.23) с целью увеличения площади выходного сечения нецелесообразно, так как при этом уменьшается протяженность рабочих лопаток, что снижает работу кориолисовых сил инерции.

3. При параметре нагруженности, существенно отличном от оптимального, вращение потока при выходе с лопаток рабочего колеса (наличие  $c_{2u}$ ) приводит к росту противодействия, что интенсивно снижает истинную величину степени понижения давления в ступени (снижает КПД).

#### *Радиально - осевые турбины*

При малых расходах рабочего тела (т.е. при малых мощностях) широко используют радиально-осевые турбины.

Сопловые аппараты этих ступеней такие же как и у радиальных центробежных. В то же время лопатки рабочего колеса значительно отличаются, так как они организуют выход потока рабочего тела в осевом направлении (см. рис. 5.23). Изготовление таких колес весьма сложное. Их обычно изготавливают прецизионным литьем, что очень дорого. Достоинство таких рабочих - малое число лопаток (5...7). Все недостатки радиальных центробежных турбин также относятся и к радиально-осевым.

В турбокомпрессорах для двигателей легковых автомобилей всегда применяют радиально-осевые турбины.

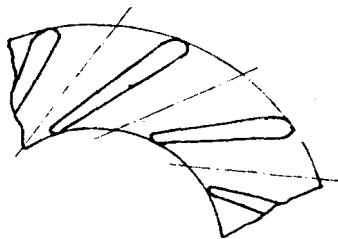


Рис. 7.22 Возможная форма лопаток соплового аппарата центробежной турбины

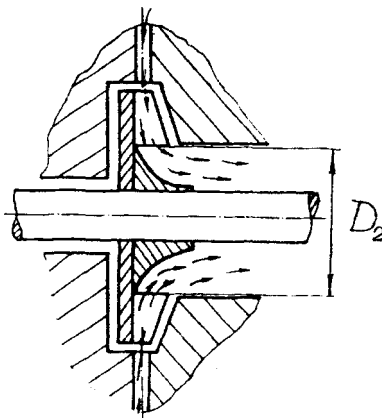


Рис. 7.23. Схема выходного тракта центробежной турбины

## Использование дополнительных ступеней

Дополнительные ступени позволяют использовать часть общей степени понижения давления на турбине или запас кинетической энергии газа за предшествующей ступенью.

Выходные потери особенно велики когда невысока окружная скорость рабочего колеса (рис. 7.24). Величина  $u$  обычно определена допустимой частотой вращения приводимого агрегата.

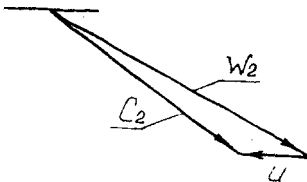


Рис. 7.24. Вид треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса при малой величине  $u$

Необходимо понимать, что каждая дополнительная ступень это существенное увеличение массы, габаритов и стоимости турбины.

*Учет способа срабатывания теплоперепада в ступени при выборе типа турбины*

Как уже отмечалось используются реактивные и активные ступени.

В первом случае располагаемая степень понижения давления  $\pi_r = \frac{p_0}{p_2}$  частично срабатывается в сопловой решетке, а частично - в рабочей решетке. В этом

случае в межлопаточном канале течение рабочего тела является конфузурным, когда толщина пограничного слоя на поверхности рабочих лопаток небольшая и потери на трение в пограничном слое невелики! (Минимальные профильные потери).

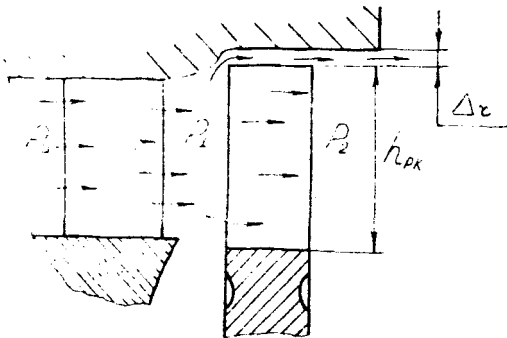


Рис. 7.25. Схема утечки рабочего тела через радиальный зазор

В тоже время в этом случае  $p_1 > p_2$  и потери на утечки в радиальный зазор больше по сравнению с условием  $p_1 = p_2$  (см. рис.

7.25). Но если лопатки длинные ( $h_{рК} > 40$  мм), то относительная величина радиального зазора  $\bar{\Delta}_r = \Delta_r/h_{рК}$  невелика и потери на утечки небольшие.

Таким образом, при длинных рабочих лопатках снижение КПД ступени, несмотря на некоторое увеличение потерь на утечки. По этой причине турбины газотурбинных двигателей с большой тягой всегда имеют реактивные ступени.

Если же лопатки рабочего колеса короткие, то использование реактивных ступеней, когда  $p_1 > p_2$ , приводит к существенному снижению КПД из-за значительной величины потерь на утечки, что связано с увеличением относительной величины радиального зазора  $\bar{\Delta}_r = \Delta_r/h_{рК}$ . (Невозможно уменьшать  $\Delta_r$  пропорционально уменьшению  $h_{рК}$ ).

Поэтому при  $h_{рК} < 40$  мм целесообразнее использовать *активные ступени*. В этом случае  $p_1 \approx p_2$ , что снижает потери на утечки. Некоторый рост профильных потерь значительно перекрывается снижением утечек рабочего тела.

*Учет возможности изменения степени использования длины дуги подвода рабочего тела (степени парциальности)*

Если велик запас энергии рабочего тела на входе в сопловой аппарат, а мощность проектируемой турбины мала, то высоты лопаток соплового аппарата, а значит и рабочего колеса могут оказаться недопустимо малыми (1...2 мм). В этом случае очень велики концевые потери (от вторичных течений).

С целью искусственного увеличения высоты лопаток ступени вводят парциальный подвод, когда сошла занимают лишь часть возможной дуги подвода. Чем меньше степень парциальности (см. формулу 5.2), тем больше высоты лопаток при том же расходе рабочего тела.

Однако парциальный подвод связан с появлением вентиляционных потерь. Выбор оптимального соотношения высоты лопаток и степени парциальности задача весьма сложная.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### **А. Рекомендуемой для самостоятельного углубленного изучения курса**

1. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1979. - 620с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для вузов. Ч.1. - М.: Машиностроение, 1977. - 312с.
3. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1986. - 432с.

### **Б. Необходимой для выполнения расчетов компрессоров и турбин при курсовом и дипломном проектировании**

4. Мамаев Б.И., Мусаткин Н.Ф., Аронов Б.М. Газодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД/ Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. - 70с.
5. Стенькин Е.Д., Юрин А.В. Выбор основных параметров и газодинамический расчет осевого многоступенчатого компрессора авиационных газотурбинных двигателей/ Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. - 89с.
6. Стенькин Е.Д., Юрин А.В. Определение основных газодинамических параметров проточной части турбокомпрессоров ГТД/ Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1985. - 73с.
7. Тихонов Н.Т., Мусаткин Н.Ф., Кузьмичев В.С. Газодинамическое проектирование компрессоров ТРДД с элементом термогазодинамического расчета двигателя/ Самарский государствен. аэрокосмический ун-т. - Самара, 1997. - 49с.
8. Тихонов Н.Т., Мусаткин Н.Ф., Матвеев В.Н., Кузьмичев В.С. Термогазодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД с помощью  $\pi$ -i-T-функций/ Самарский государствен. аэрокосмический ун-т. - Самара, 2000. - 90с.

### **В. Использованной при написании курса лекций**

9. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука, 1976. - 888с.
10. Гостелову Д. Аэродинамика решеток турбомашин/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1987. - 392с.
11. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. - М.: Энергия, 1974. - 592с.
12. Кириллов И.И. Теория турбомашин. - Л.: Машиностроение, 1972. - 536с.
13. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д., Янко А.К. Теория авиационных двигателей: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1983. - 217с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения.....	3
Введение.....	5
1. ПОНЯТИЕ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ.....	7
1.1. Назначение и место лопаточных машин в ГГД.....	7
1.2. Элементы конструкции лопаточных машин.....	9
1.3. Требования к лопаточным машинам.....	10
1.4. Уравнения газовой динамики, используемые для анализа и расчета лопаточных машин.....	11
1.4.1. Уравнение неразрывности.....	11
1.4.2. Уравнение сохранения энергии.....	12
1.4.3. Параметры торможения.....	13
1.4.4. Уравнение первого закона термодинамики.....	14
1.4.5. Обобщенное уравнение Бернулли.....	15
1.4.6. Уравнение количества движения (уравнение Эйлера).....	16
1.4.7. Уравнение моментов количества движения.....	16
1.5. Газодинамические функции.....	17
2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА.....	21
2.1. Основные параметры лопаток и их решеток.....	21
2.2. Схема и принцип работы ступени.....	23
2.3. Удельная окружная работа в компрессоре.....	25
2.4. Работа сжатия и КПД ступени компрессора.....	27
2.5. Основные параметры ступени.....	29
2.6. Условия совместной работы элементарных ступеней, расположенных на различных радиусах.....	34
2.7. Ступень с постоянной циркуляцией.....	39
2.8. Ступень с постоянной реактивностью.....	42
2.9. Силы, действующие на лопатки рабочей решетки.....	45
2.10. Теорема Жуковского в применении к движению газа в решетке.....	46
2.11. Характеристики плоских компрессорных решеток.....	50
2.12. Гидравлические потери в решетке.....	54
2.13. Вентиляторные ступени.....	58
3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.....	61
3.1. Основные параметры компрессора и их связь с параметрами ступени.....	61
3.2. Изменение параметров и размеров проточной части компрессора.....	63
3.3. Распределение работы сжатия между ступенями.....	64
4. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ.....	67
4.1. Влияние некоторых параметров на работу компрессора.....	67
4.2. Применение теории подобия к течению газа в компрессоре.....	73
4.3. Изображение характеристик компрессоров в параметрах подобия.....	75

4.4.	Приведение результатов испытания компрессора к стандартным атмосферным условиям .....	77
4.5.	Неустойчивые режимы работы компрессора .....	77
4.6.	Рабочие режимы и запас устойчивости работы компрессора в системе ГТД .....	82
4.7.	Регулирование осевых компрессоров ГТД .....	83
5.	АВИАЦИОННЫЕ ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ .....	86
5.1.	Принцип работы газовых турбин .....	86
5.2.	Плоская решетка профилей и ее основные параметры .....	91
5.3.	Рабочий процесс в сопловом аппарате .....	93
5.4.	Действительный процесс истечения газа из сопла .....	97
5.5.	Сопло с косым срезом .....	98
5.6.	Течение газа в межлопаточных каналах рабочего колеса турбины .....	102
5.7.	Классификация газовых турбин .....	105
5.8.	Силы, действующие в рабочей решетке профилей .....	111
6.	ПОТЕРИ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ .....	115
6.1.	Профильные потери .....	115
6.2.	Концевые потери .....	120
6.3.	Дополнительные потери .....	122
6.4.	Номенклатура КПД ступени турбины .....	126
6.5.	Особенности профилирования длинных лопаток .....	129
6.6.	Подобные режимы работы турбины .....	130
7.	ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН .....	133
7.1.	Способы изображения характеристик турбин .....	133
7.2.	Нерасчетные режимы работы ступени турбины .....	137
7.3.	О выборе турбины .....	147
	Список литературы .....	152

Учебное издание

*Тихонов Николай Тихонович  
Мусаткин Николай Федорович  
Матвеев Валерий Николаевич*

**ТЕОРИЯ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН  
АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ  
ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Курс лекций*

Корректор Т. И. Щ е л о к о в а

Лицензия ЛР № 020301 от 30.12.96 г.

Подписано в печать 15.01.2001 г. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 9,06. Усл. кр.-отт. 9,18. Уч.-изд.л. 9,75.

Тираж 500 экз. Заказ *24.с - 2(20)/2001.*

Самарский государственный аэрокосмический  
университет им. академика С. П. Королева.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

---

ИПО Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443001 Самара, ул. Молодогвардейская, 151.