

«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова» (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова)

ДОПУСКАЕТСЯ К ЗАЩИТЕ:

Факультет	А	Заведующий кафедрой А9
Выпускающая кафедра	А9	Емельянов В.Н. _____ подпись
Группа	К631	« ____ » _____ 2017 г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

Либерт Кирилл Константинович

На тему Термодинамический проект воздушно-реактивного двигателя

Направление подготовки 160700.62 Двигатели летательных аппаратов

Консультант: при необходимости	_____	Руководитель:	_____
	подпись		подпись
_____	_____	_____	_____
ученая степень, звание	Фамилия И.О.	ученая степень, звание	Фамилия И.О.
« ____ » _____ 2017 г.		« ____ » _____ 2016 г.	
		Обучающийся:	
		_____	_____
		подпись	Фамилия И.О.
		« ____ » _____ 2016 г.	

Санкт-Петербург, 2017

Реферат

Пояснительная записка 126 стр., 79 рис., 00 табл., 10 источников, CD диск с презентацией

ВРД, ГТУ, КПД, КС, ЧИСЛО МАХА, НА, РК, СА, ТРД, ТРДД, ТРДДФ, ТРДФ,

В выпускной квалифицированной работе рассматривается термодинамический процесс воздушно-реактивного двигателя.

В первой главе идет расчет основных параметров по проточной части двигателя, разделенной по основным сечениям. Под основными параметрами подразумевается давление, температура и работа сжатия, расширения в компрессоре и турбины соответственно. В последующих главах рассматривается индивидуальный рабочий процесс силовых установок воздушно-реактивного двигателя, производится газодинамический расчет основных узлов двигателя их применения и классификация. Обоснования выбора той или иной схемы установки, а также выбор определенных коэффициентов, влияющие на работу двигателя.

Расчеты ведутся для одноконтурного турбореактивного двигателя.

Все вычисления делаются для первого приближения проектируемого двигателя и производятся в программном обеспечении Matchad. Результаты вычислений представлены в конце каждой главы.

СОДЕРЖАНИЕ

Нормативные ссылки	5
Определения, обозначения и сокращения	6
Введение	7
1 Воздушно-реактивные двигатели	8
1.1 Общие принципы работы ВРД	8
1.2 Классификация ВРД	9
1.3 Термодинамический цикл турбореактивного двигателя (ТРД)	10
1.4 Термодинамический расчет турбореактивного двигателя	12
2 Система повышения давления в проточной части воздушно-реактивного двигателя	20
2.1 Входные устройства	20
2.1.1 Назначение воздухозаборников. Основные параметры режима и критерии эффективности	20
2.1.2 Степень повышения давления	22
2.1.3 Основные требования к воздухозаборникам и их классификация	23
2.1.4 Дозвуковые воздухозаборники. Особенности конструкции	24
2.1.5 Трансзвуковые воздухозаборники. Особенности конструкции	26
2.1.6 Сверхзвуковые воздухозаборники. Особенности конструкции и различные виды сжатия во входном устройстве	27
2.1.7 Деление воздухозаборников на типы по конструктивным признакам	31
2.1.8 Сжатие воздуха в воздухозаборнике на нерасчетном режиме	32
2.1.9 Расчетная схема и алгоритм проектирования сверхзвуковых воздухозаборников	37
2.2 Назначение компрессоров в ГТД	42
2.2.1 Требования, предъявляемые к авиационным лопаточным машинам	42
2.3 Центробежные компрессоры ГТД	43
2.3.1 Конструктивное исполнение основных элементов центробежного компрессора	45
2.3.2 Особенности рабочего процесса центробежного компрессора	53
2.4 Осевой компрессор ГТД	55
2.4.1 Элементы устройства осевого компрессора	55
2.4.2 Работа на привод осевого компрессора	60
2.4.3 Элементарная ступень осевого компрессора и кинематика потока	63
2.4.4 Неустойчивые режимы работы многоступенчатого компрессора	67
2.4.5 Расчет и проектирование одновального дозвукового компрессора ТРД	69
3 Турбины авиационных ГТД	74
3.1 Схема и основные данные турбин авиационных ГТД	74
3.2 Элементарная ступень турбины	75
3.2.1 Кинематика потока и процесс расширения в элементарной ступени турбины	76
3.3 Потери в турбине. КПД турбины	78
3.4 Понятие о степени реактивности и коэффициенте нагрузки ступени турбины	81
3.5 Степень нагруженности ступени турбины	84

3.6	Кинематика потока на выходе из турбины	87
3.7	Выбор схемы проточной части турбины и определение ее основных размеров	89
3.7.1	Распределение работы между ступенями турбины	89
3.7.2	Зависимость геометрии проточной части от прочности турбинных лопаток	91
3.7.3	Схема проточной части турбины	96
3.8	Охлаждение лопаток газовых турбин	97
3.8.1	Открытая схема воздушного охлаждения	97
3.8.2	Лопатки с внутренним конвективным охлаждением	101
3.8.3	Потери в охлаждаемой турбине и ее КПД	104
4	Камера сгорания	108
4.1	Рабочий процесс в камерах сгорания	108
4.1.1	Типичные схемы камер сгорания	109
4.1.2	Подготовка горючей смеси	110
4.1.3	Форсажные камеры сгорания	112
4.2	Основные характеристики камер сгорания	114
4.2.1	Потери полного давления в основной камере сгорания	115
5	Выходные устройства воздушно-реактивного двигателя	118
5.1	Назначение выходных устройств	118
5.1.1	Основные параметры режима	118
5.1.2	Процесс расширения газа в канале сопла	119
5.2	Основные требования к выходным устройствам и их классификация	119
	Заключение	134
	Список использованной литературы	134
	ПРИЛОЖЕНИЕ А	135

Нормативные ссылки

Настоящая пояснительная записка составлена в соответствии со стандартом организации:

БГТУ.СМК-П-4.2-12 ПОЛОЖЕНИЕ ПО СОДЕРЖАНИЮ, ОФОРМЛЕНИЮ, ОРГАНИЗАЦИИ ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ И КУРСОВЫХ РАБОТ

При выполнении курсового проекта и оформлении пояснительной записки руководствовались следующими стандартами:

ГОСТ 7.1—2003 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления

ГОСТ 8.417—2002 Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин

ГОСТ 7.32—2001 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления

Определения, обозначения и сокращения

В настоящей пояснительной записке применяются следующие термины с соответствующими определениями:

Перечень обозначений и сокращений, применяемых в данной пояснительной записке

Параметры потока

$v_{\text{п}}$	—	скорость полета, м/с;
H	—	высота полета, м;
M	—	число Маха;
a	—	скорость звука, м/с;
c_c	—	скорость истечения газов из сопла, м/с;
T, p	—	соответственно температура, К; давление, Па;
ρ	—	плотность, м ³ /кг;
P	—	тяга двигателя, Н (кН);
$P_{\text{уд}}$	—	удельная тяга двигателя, Н·с/кг;
k	—	показатель адиабаты воздуха;
R	—	газовая постоянная воздуха, Дж/(кг·К);
$k_{\text{г}}$	—	показатель адиабаты смеси газов;
c_p	—	теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К);
$c_{p \text{ г}}$	—	теплоемкость газа при постоянном давлении, Дж/(кг·К);
$\pi_{\text{в}}^*$	—	степень повышения давления в диффузоре;
$\pi_{\text{к}}^*$	—	степень повышения давления в компрессоре;
$\pi_{\text{с.р}}$	—	располагаемая степень понижения давления газа в канале сопла;
$\pi_{\text{т}}^*$	—	степень понижения давления в турбине;
η	—	КПД двигателя (в зависимости от подстрочного индекса);
L	—	работа расширения или сжатия, Дж;
$G_{\text{в}}$	—	массовый расход воздуха, кг/с;
$\alpha_{\text{в}}$	—	коэффициент избытка воздуха;
F	—	площадь проходного сечения, м ² ;

Сокращения

ГТУ	—	газотурбинная установка
ВРД	—	воздушно-реактивный двигатель
ТРД	—	турбокомпрессорный воздушно-реактивный двигатель
ТРДД	—	турбореактивный двухконтурный двигатель
РК	—	рабочее колесо
СА	—	сопловой аппарат
НА	—	направляющий аппарат
ВНА	—	входной направляющий аппарат

ВВЕДЕНИЕ

Жизненный цикл авиационного двигателя складывается из его разработки, производства и эксплуатации. Процесс создания двигателя состоит из трех этапов, а именно, проектирование, опытное производство, газодинамическая и прочностная доводка. Проектирование воздушно-реактивного двигателя является первым этапом создания двигателя. На этом этапе идет выбор параметров рабочего процесса, проектный термодинамический и газодинамический расчет в определенных сечениях проточной части данного двигателя, на определенной высоте и определенной скорости полета, а также расчет основных геометрических размеров проточной части. Все это делается для того, чтобы добиться наиболее высокой эффективности двигателя, затраты топлива которого минимальны, а скорость полета наибольшая.

Целью данной работы является проведение и решение проблем термогазодинамического расчета первого приближения и в выборе, и обосновании коэффициентов потерь в основных элементах двигателя, которые влияют на его эффективность и работу в целом. Все сложности проблем решаются преимущественно методами теории двигателей.

Расчеты будут производиться для одноконтурного турбореактивного двигателя.

1 Воздушно-реактивные двигатели

Воздушно-реактивный двигатель (ВРД) - тепловой реактивный двигатель, в котором в качестве рабочего тела используется атмосферный воздух, нагреваемый за счет химической реакции окисления топлива кислородом, содержащимся в самом рабочем теле (в воздухе).

1.1 Общие принципы работы ВРД

Несмотря на многообразие ВРД, имеющих различную конструкцию, характеристики и область применения, можно выделить ряд принципов, общих для всех ВРД и отличающих их от тепловых двигателей других типов. По внешним признакам ВРД можно разбить на две основные группы. Это ВРД прямой реакции, в которых тяга создается исключительно за счет реактивной струи, истекающей из сопла. И ВРД не прямой реакции, в которых тяга, кроме или вместо реактивной струи, создается специальным двигателем, например пропеллером или несущим винтом вертолета. Наиболее простым типом газотурбинного двигателя прямой реакции является турбореактивный (ТРД) рис.1.1 [9], где 1 - диффузор воздухозаборника, 2 - компрессор, 3 - камера сгорания, 4 - турбина, 5 - реактивное сопло. Характерными являются сечения:

- 1) струи невозмущенного потока перед входом в двигатель (Н);
- 2) за воздухозаборником (В);
- 3) за компрессором (К);
- 4) за камерой сгорания (Г);
- 5) за турбиной (Т);
- 6) на срезе сопла (С);

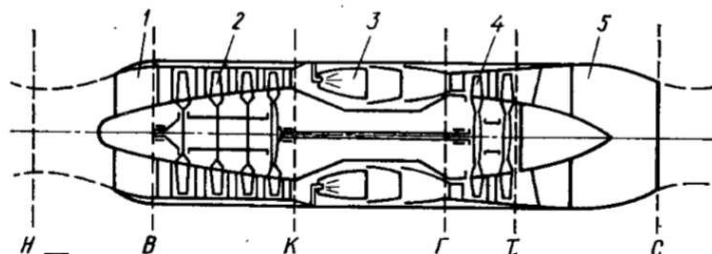


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема турбореактивного двигателя

Работа ВРД совершается в ходе следующих процессов. При полете самолета (или другого летательного аппарата) атмосферный воздух через воздухозаборник попадает в диффузор 1 двигателя, в котором по законам газодинамики тормозится, а его давление и температура повышаются практически по адиабатному процессу. Так как степень повышения давления воздуха в диффузоре может быть недостаточной для эффективной

работы двигателя, используется компрессор 2, получающий привод от турбины 4. Сжатый до необходимого давления воздух из компрессора подается в камеру сгорания 3, где в него впрыскивается горючее (как правило, авиационный керосин), и затем происходит сгорание топливовоздушной смеси, в процессе которого температура продуктов сгорания повышается до величины, допускаемой жаропрочностью горячей части двигателя. В турбине 4 часть потенциальной энергии газов преобразуется в механическую работу на валу, передаваемую компрессору 2.

Степень понижения давления газа в турбине, необходимая для получения работы на валу, равной работе, затрачиваемой на сжатие воздуха в компрессоре, преодоление трения в подшипниках и привод вспомогательных агрегатов, всегда меньше, чем степень повышения давления в компрессоре, из-за возрастания работоспособности продуктов сгорания в связи с их высокой температурой. Перед реактивным соплом 5, следовательно, избыточное давление всегда больше давления в воздухозаборнике, перед компрессором, а температура перед соплом всегда выше температуры торможения набегающего потока.

Поэтому скорость истечения продуктов сгорания из реактивного сопла ТРД больше скорости полета, что и обуславливает появление реактивной тяги двигателя.

1.2 Классификация ВРД

По способу повышения давления воздуха в камере сгорания все ВРД могут быть разделены на бескомпрессорные и компрессорные. Бескомпрессорные ВРД не имеют турбокомпрессорной установки, так что повышение давления в камере сгорания ВРД, необходимое для его эффективной работы, достигается не при использовании компрессора, а иными путями.

К этому классу двигателей относят прямоточные (ПВРД) и пульсирующие (ПуВРД) воздушно-реактивные двигатели. В свою очередь, эти виды ВРД подразделяют на типы, объединяющие их по их особенностям-прежде всего, скорости полета и организации рабочего цикла. ПВРД подразделяют на сверхзвуковые (СПВРД) и гиперзвуковые (ГПВРД), имеющие отличия в конструктивном исполнении.

Компрессорные ВРД в основе своей конструкции имеют различного вида турбокомпрессорные установки (ТРД) и могут быть по принципу организации потоков рабочего тела в двигателе одноконтурными и двухконтурными (ТРДД); по способу создания тяги двигателями прямой реакции-винтовыми (ТВД) и вентиляторными. По способу подвода энергии ТРД бывают однокамерными и с форсажной камерой сгорания топлива (ТРДФ).

1.3 Термодинамический цикл турбореактивного двигателя (ТРД)

Реактивные двигатели являются особым классом, в котором энергия в виде теплоты, полученной от сгорания топлива, преобразуется в кинетическую энергию потока продуктов сгорания, образующего реактивную силу тяги, движущую летательный аппарат.

Схема ТРД с обозначением его основных узлов и сечений, распределение газодинамических параметров по длине газоздушного тракта и графики идеального термодинамического цикла двигателя представлены на рис. 1.2 [9].

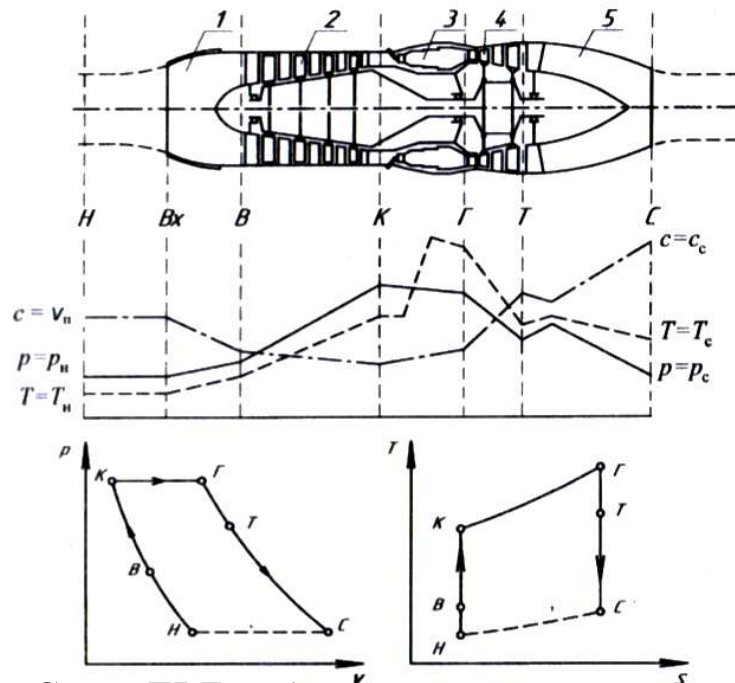


Рисунок 1.2 – Схема ТРД с обозначением его основных узлов и сечений, распределение газодинамических параметров по длине газоздушного тракта и графики идеального термодинамического цикла двигателя

Идеальный цикл ТРД в координатах p - v и T - S . В результате его осуществления происходят следующие процессы:

адиабатическое сжатие рабочего тела - воздуха во входном устройстве - линия H-B;

адиабатическое сжатие воздуха в компрессоре - линия B-K;

изобарный подвод тепла к рабочему телу за счет сгорания топлива в камере сгорания - линия K-Г;

адиабатическое расширение газа, состоящего из продуктов сгорания, в турбине - линия Г-T;

адиабатическое расширение газа в реактивном сопле - линия T-C;

цикл замыкается линией С-Н, которая изображает процесс отвода тепла.

Принципиально все типы газотурбинных двигателей (ТРД, ТРДД и ТВД) работают по термодинамическому циклу, близкому к циклу Брайтона, состоящему из адиабатного процесса сжатия, изобарного процесса подвода теплоты, адиабатного процесса расширения и изобарного процесса отвода тепла.

1.4 Термодинамический расчет турбореактивного двигателя

Турбореактивным двигателем называют ГТД, в котором преобладающая часть энергии сгорания топлива преобразуется в кинетическую энергию струи.

Прототип двигателя АЛ-21Ф-3: одноконтурный одновальный турбореактивный двигатель с форсажной камерой третьего поколения разработанный под руководством Генерального конструктора ОКБ-165 А. М. Люльки. 14 ступень осевого компрессора, трубчато-кольцевая камера сгорания, трехступенчатая турбина, сверхзвуковое регулируемое реактивное сопло. Создан 1970 г. на базе опытного АЛ-21Ф. В настоящее время продолжает эксплуатироваться в ВВС России и стран СНГ на самолетах Су-24 всех модификаций и за рубежом на самолетах Су-24МК и Су-22М4/УМЗК [10].

Тяга без форсажа $P = 76.5$ кН;

температура газа перед турбиной: $T_{\Gamma} = 1370$ К;

степень повышения давления в компрессоре: $\pi_{\kappa}^* = 14,5$;

расход воздуха на взлете: $G_{\text{в}} = 104,5$ кг/с.

Термодинамический расчет будет производиться на высоте $H=14$ км и $v_{\text{п}} = 444,4$ м/с, при тяги двигателя $P = 80$ кН и температурой газа перед турбиной $T_{\Gamma}^* = 1400$ К, а также степень повышения давления в компрессоре $\pi_{\kappa}^* = 15$, режим работы двигателя принимаем расчетный, и определяем параметры потока по тракту двигателя в характерных сечениях одновального турбореактивного двигателя на рис. 1.3.

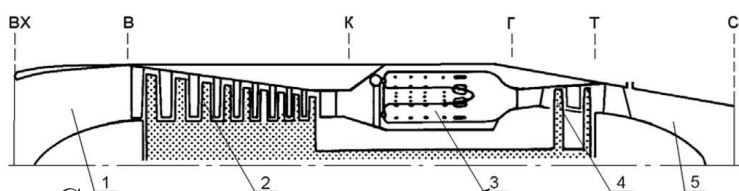


Рисунок 1.3 – Схема одновального турбореактивного двигателя: 1 - входное устройство (воздухозаборник); 2 - компрессор; 3 - камера сгорания; 4 - турбина; 5 - выходное устройство (выходное сопло); вх, в, к, г, т, с - обозначения контрольных сечений проточной части двигателя

Порядок расчета ТРД:

Расчет двигателя производится при полете $M_{\text{п}} = 2$ на высоте $H = 14$ км, крейсерский режим полета.

1. По заданной высоте полета в таблице стандартной атмосфере (ГОСТ 4401-81) находиться температура, давление наружного воздуха, а также скорость звука:

$T_{\text{н}} = 216,6$ К;

$p_{\text{н}} = 14170,3$ Па;

$a_{\text{н}} = 295,069$ м/с.

2. Определяем число Маха полета: $M_{\Pi} = \frac{v_{\Pi}}{a_{\Pi}} = 1.506$.

3. Рассчитываются параметры заторможенного потока воздуха на входе в двигатель (сечение В).

Параметры $p_{\text{В}}^*$ и $T_{\text{В}}^*$, а также $\pi_{\text{В}}^*$ найдем по адиабате сжатия потока воздуха в диффузоре через число Маха полета M_{Π} . Показатель адиабаты воздуха $k=1,4$.

$$\pi_{\text{В}}^* = p_{\text{В}}^*/p_{\text{Н}} = \left(\frac{T_{\text{В}}^*}{T_{\text{Н}}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{\Pi}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.1)$$

$$T_{\text{В}}^* = T_{\text{Н}} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{\Pi}^2 \right) \quad (1.2)$$

Действительное повышение давления во входном устройстве.

Для сверхзвуковых полетов в диапазоне $1 \leq M_{\Pi} \leq 4$ [3]:

$$\sigma_{\text{ВХ}} = 0,97 - 0,11(M_{\Pi} - 1)^{\frac{3}{2}} \quad (1.3)$$

где $\sigma_{\text{ВХ}}$ - коэффициент восстановления полного давления в воздухозаборнике.

$$p_{\text{В}}^* = p_{\text{Н}}^* \sigma_{\text{ВХ}} \quad (1.4)$$

$$\pi_{\text{В}}^* = 3,704;$$

$$T_{\text{В}}^* = 314,863 \text{ К};$$

$$\sigma_{\text{ВХ}} = 0,93;$$

$$p_{\text{В}}^* = 48,83 \text{ кПа}.$$

4. Дальнейшее адиабатическое сжатие воздуха в компрессоре с заданной степенью повышения давления $\pi_{\text{К}}^* = 16,5$ обуславливает параметры (в сечении К) на входе в камеру сгорания двигателя.

$$\pi_{\text{К}}^* = \frac{p_{\text{К}}^*}{p_{\text{В}}^*} = \left(\frac{T_{\text{К}}^*}{T_{\text{В}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.5)$$

$$T_{\text{К}} = T_{\text{В}} + \frac{L_{\text{К}}}{c_{\text{рв}}} \quad (1.6)$$

где $L_{\text{К}}$ это удельная работа сжатия (на 1 кг воздуха).

$$L_{\text{К}} = c_{\text{рв}} T_{\text{В}}^* \left(\pi_{\text{К}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}^*} \quad (1.7)$$

где $\eta_{\text{К}}^*$ - адиабатический КПД компрессора по параметрам заторможенного потока. Значение $\eta_{\text{К}}^*$ определено по графику из работы [кулагин] для дозвуковых компрессоров при $\pi_{\text{В}}^* = 15$ и КПД ступени $\eta_{\text{СТ}}^* = 0,92$.

Теплоемкость воздуха при постоянном давлении находим из справочника [11].

$$\begin{aligned}p_{\kappa}^* &= 732,4 \text{ кПа}; \\L_{\kappa} &= 420,8 \text{ кДж}; \\T_{\kappa}^* &= 732,712 \text{ К}.\end{aligned}$$

5. Расчет сгорания топлива.

В данном расчете, камера сгорания для нашего проектируемого двигателя является трубчато-кольцевой с 14 жаровыми трубами.

Топливо: керосин авиационный ТС-1.

Состав: $g_c = 0,85$, $g_h = 0,15$.

Низшая теплотворная способность авиационного керосина ТС-1: $\Delta h_u = 42900 \text{ кДж/кг}$ [кулагин].

При описании энергетики сгорания топлива будем полагать, что процесс горения стационарный, изменением кинетической энергии рабочего тела можно пренебречь, техническая работа в камере не совершается.

Расчет стехиометрического коэффициента кислорода o^* необходимого для полного сгорания углеводородов по заданному составу топливу:

$$o^* = \left(\frac{8}{3}\right)c + 8h + 1s - 0 \quad (1.8)$$

$$o^* = 3,46$$

Минимальное относительное количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива:

$$B_0 = \frac{o^*}{0,23} \quad (1.9)$$

$$B_0 = 15,04$$

Для описания энергетики сгорания топлива используется закон Гесса для изобарных систем, записанный через удельные энтальпии.

$$h_{\text{т}}(T_{\text{т}}) + Bh_{\text{в}}(T_{\text{в}}) + \Delta h_u - q = (B + 1)h_{\text{г}}(T_{\text{г}}) \quad (1.10)$$

Энтальпия продуктов сгорания 1 кг топлива определяется его стандартной теплотой сгорания и энтальпией топлива и воздуха на входе в камеру, отсчитанной от стандартных условий, а также теплообмен камеры с внешней средой. В нашем случае, мы не будем учитывать тепловые потери q .

$$h_{\text{т}}(T_{\text{т}}) = c_{\text{пт}}(T_{\text{т}} - T_0) \quad (1.11)$$

$$h_{\text{в}}(T_{\text{в}}) = c_{\text{пв}}(T_{\text{в}} - T_0) \quad (1.12)$$

$$h_{\Gamma}(T_{\Gamma}) = \sum g_k h_k(T_{\Gamma}) \quad (1.13)$$

где $h_k(T_{\Gamma}) = c_{pk}(T_{\Gamma} - T_0)$.

В результате закон Гесса можно переписать в виде:

$$c_{p\Gamma}(T_{\Gamma} - T_0) + B \cdot c_{pB}(T_B - T_0) + \Delta h_u = (B + 1) \sum g_k h_k(T_{\Gamma}) \quad (1.14)$$

Найдем из этого уравнение действительное количество воздуха B , поступающего на сгорание 1 кг топлива.

Для этого определим теплосодержание топлива $h_{\Gamma}(T_{\Gamma})$:

Температуру топлива возьмем равную температуре окружающей среды $T_{\Gamma} = T_{\Pi} = 216,6$ К. Удельная теплоемкость керосина $c_{p\Gamma}$ при $(T_{\Pi} - T_0)$ равна:

$$c_{p\Gamma} = 1863,5 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К};$$

$$h_{\Gamma}(T_{\Gamma}) = -142400 \text{ Дж/кг}.$$

Определим теплоэнергетику воздуха $h_B(T_B)$. Температура воздуха на входе в камеру сгорания $T_K^* = 732,712$ К.

$$c_{pB} = 1052 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

$$h_B(T_B) = 605500 \text{ Дж/кг}$$

Проанализируем состав продуктов сгорания на выходе из камеры по отношению к 1 кг топлива, т.е. g_{tk} образуются при горении следующие элементы:

$$1) \text{ углекислый газ } g_t CO_2 = (11/3)c = 3,116;$$

$$2) \text{ пары воды } g_t H_2O = 9h + w = 1,35;$$

$$3) \text{ двуокись серы } g_t SO_2 = 2s = 0.$$

Подводятся с воздухом и не участвуют в горении топлива:

$$1) \text{ остаточный кислород } g_t O_2 = 0,23(B - B_0);$$

$$2) \text{ азот } g_t N_2 = 0,77B.$$

Перерасчет массовых долей компонентов продуктов сгорания к их общей массе:

$$g_k = \frac{g_{tk}}{D} = \frac{g_{tk}}{B + 1} \quad (1.15)$$

$$g(CO_2) = 3,153/(B + 1);$$

$$g(H_2O) = 1,26/(B + 1);$$

$$g(SO_2) = 0,002/(B + 1);$$

$$g(N_2) = 0,77B/(B + 1);$$

$$g(O_2) = 0,23(B - 15,04)/(B + 1).$$

Максимально допустимая температура на выходе из камеры сгорания $T_{\Gamma} = 1400$ К, установленная условиями прочности конструкционных материалов. Найдем удельные теплоемкости компонентов продуктов сгорания

из справочника [Варгафтик] при температуре $(T_r - T_0) = 1107$ К и давление $p_k = 7$ бар.

$$\begin{aligned}c_p(CO_2) &= 1260 \text{ Дж/кг*К}; \\c_p(H_2O) &= 2756 \text{ Дж/кг*К}; \\c_p(SO_2) &= 901,2 \text{ Дж/кг*К}; \\c_p(N_2) &= 1187 \text{ Дж/кг*К}; \\c_p(O_2) &= 1104 \text{ Дж/кг*К}.\end{aligned}$$

Найдем действительное количество воздуха B необходимого для полного сгорания топлива.

$$Bc_{pв}(T_в - T_0) + \Delta h_u = (B + 1) \sum \frac{g_{tk}}{B + 1} c_{pk}(T_r - T_0) \quad (1.16)$$

$$B = 45,97$$

$g_r = 1/B = 0,0217$ - относительный расход топлива в камере сгорания. Определим коэффициент избытка воздуха $\alpha_в$.

$$\alpha_в = \frac{B}{B_0} \quad (1.17)$$

$$\alpha_в = 3,057.$$

Если полученное значение $\alpha_в$ оказывается более 5...7 или менее 1...2, то рабочий процесс в камере сгорания практически неосуществим (происходит срыв пламени «бедной» или «богатой» смеси).

Определим коэффициент газопроизводительности D :

$$D = 1 + B = 46,97$$

$$\begin{aligned}g(CO_2) &= 3,153/(B + 1) = 0,067; \\g(H_2O) &= 1,26/(B + 1) = 0,027; \\g(SO_2) &= 0,002/(B + 1) = 0,00004; \\g(N_2) &= 0,77B/(B + 1) = 0,754; \\g(O_2) &= 0,23(B - 15,04)/(B + 1) = 0,152; \\\sum g_k &= 1.\end{aligned}$$

Найдем удельную теплоемкость, газовую постоянную всей смеси.

Показатель адиабаты продуктов сгорания примем $k_r = 1,33$.

$$\begin{aligned}c_{pг} &= \sum g_k c_{pk}; \\c_{pг} &= 1221 \text{ Дж/кг*К}; \\R_r &= 287,5 \text{ Дж/кг*К}.\end{aligned}$$

8. Параметры на выходе из камеры сгорания (сечение Γ).

Температура газа перед турбиной, обусловлена жаропрочностью материала: $T_r = 1400$ К.

Коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания принимаем: $\sigma_{к.с} = 0,95$ [3].

Давление на выходе из камеры сгорания:

$$p_{\Gamma} = p_{\kappa} \cdot \sigma_{\kappa, c} \quad (1.18)$$

$p_{\Gamma} = 695,8 \text{ кПа}$.

Относительный расход воздуха на охлаждения турбины, отбираемый из компрессора, принимаем $g_{\text{охл}} = 0,045$. Способ охлаждения при этом у нас внутреннее конвективное. Все подробности о способах охлаждения лопаток турбины написаны в гл. 3.8.

На этапе предварительного расчета отобранный, утерянный и охлаждение сопла относительные расходы воздуха не учитываем.

9. Определяем степень понижения (степень расширения) давления в турбине.

Поток газов, направляясь из камеры в сопловой аппарат двигателя, совершает работу расширения L_{T} на турбине с перепадом давления π_{T}^* . В идеальном случае работа турбины равна работе привода компрессора L_{κ} , повышающего давление на величину π_{κ}^* .

$$L_{\text{T}} = L_{\kappa} = c_{\text{pг}} \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{T}}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} \right) \eta_{\text{T}}^* \quad (1.19)$$

где η_{T}^* - адиабатический КПД турбины по параметрам заторможенного потока. На его величину оказывает влияние тип турбинной ступени (охлаждаемая или неохлаждаемая), коэффициент нагрузки ступени турбины, радиальный зазор между рабочими лопатками и корпусом турбины.

Зададим его для первого приближения, если неизвестна нагруженность ступени и работу ступени оценить затруднительно в пределах $\eta_{\text{T}}^* = 0,89 \dots 0,91$: $\eta_{\text{T}}^* = 0,9$.

Тогда степень понижения давления в турбине:

$$\pi_{\text{T}}^* = 3,623.$$

10. Рассчитываем параметры на выходе из турбины (сечение Т).

По найденной степени расширения давления в п.9 определяем давление на выходе из турбины. После чего определяем температуру потока за турбиной.

$$p_{\text{T}}^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{\pi_{\text{T}}^*} \quad (1.20)$$

$$T_{\text{T}}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{L_{\text{T}}}{c_{\text{pг}}} \quad (1.21)$$

$$p_{\text{T}}^* = 192 \text{ кПа};$$

$$T_{\text{T}}^* = 1055 \text{ К}.$$

11. Параметры продуктов сгорания на выходе из сопла (сечение С).

Производится расчет выходного сопла ТРДФ. Ориентируясь на реактивное сопло двигателя АЛ-21Ф-3, принимаем регулируемое всережимное реактивное сопло с расширяющейся частью.

При такой схемы сопла у нас происходит полное расширение газа ($p_{\text{н}} = p_c$).

Располагаемая степень понижения давления газа в сопле:

$$\pi_{cp} = p_{\text{т}}^* / p_{\text{н}} \quad (1.22)$$

$$\pi_{cp} = 13,552.$$

Средняя скорость истечения газа из сопла при полном расширении газа:

$$c_c = \varphi_{pc} \sqrt{2 \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} T_{\Gamma}^* \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_{cp}} \right)^{\frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}}} \right)} \quad (1.23)$$

где φ_{pc} - коэффициент скорости ($\varphi_{pc} = \frac{c_c}{c_{cs}}$) и выбирается в пределах $\varphi_{pc} = 0,97 \dots 0,995$ [3].

$$c_c = 1103 \text{ м/с.}$$

Действительная температура в потоке газа в выходном сечении сопла равна:

$$T_c = T_{\text{т}}^* - \frac{c_c^2}{2 \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma}} \quad (1.24)$$

$$T_c = 557,822 \text{ К.}$$

12. Определяем расход воздуха и топлива.

При полном расширения газа составляющая тяги $F_c(p_c - p_{\text{н}}) = 0$, тогда формула для нахождения тяги двигателя будет иметь вид:

$$P = (G_{\text{в}} + G_{\text{т}})c_c - G_{\text{в}}v_{\text{п}} \quad (1.25)$$

Зная действительное количество воздуха необходимого для сгорания 1кг (найденно из п.6), преобразуем формулу для нахождения тяги двигателя.

$$P = (BG_{\text{т}} + G_{\text{т}})c_c - BG_{\text{т}}v_{\text{п}} \quad (1.26)$$

$$G_{\text{т}} = 2,551 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{в}} = 117,278 \text{ кг/с.}$$

Удельная тяга двигателя равна:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P}{G_{\text{в}}} \quad (1.27)$$

$$P_{\text{уд}} = 682,14 \text{ Нс/кг.}$$

Удельный расход топлива находим без учета расхода на охлаждения $g_{\text{охл}}$ и отбора воздуха для других узлов двигателей $g_{\text{отб}}$:

$$C_{уд} = \frac{3600G_{\text{т}}}{G_{\text{в}}P_{уд}} \quad (1.28)$$

$$C_{уд} = 0,115 \text{ кг/Нч.}$$

По полученным результатам можно сделать вывод о том, что со скоростью полета $v_{\text{п}} = 1600 \text{ км/ч}$, приводит к снижению экономичности полета, так как удельный расход у двигателя АЛ-21Ф-3 на крейсерском режиме составляет $C_{уд} = 0,088 \text{ кг/Нч}$.

2 Система повышения давления в проточной части воздушно-реактивного двигателя

2.1 Входные устройства

Входное устройство состоит из обечайки и диффузора. Диффузор в свою очередь это входное устройство, которое обеспечивает торможение поступающего в двигатель потока воздуха с одновременным повышением давления и температуры. Иными словами это обозначает частичное преобразование кинетической энергии набегающего потока в потенциальную энергию сжатого воздуха. Значимость правильной работы воздухозаборника напрямую зависит от скорости полета. Чем выше скоростные возможности самолета, тем сложнее конструкция воздухозаборника турбореактивного двигателя и выше требования к ней. При работе двигателя в стартовых условиях воздух поступает в воздухозаборник в основном за счет разрежения, создаваемого компрессором ГТД на входе. В этом случае основная задача воздухозаборника - направить воздушный поток в компрессор с наименьшими потерями.

А с ростом скорости, при полетах на больших дозвуковых и, особенно, сверхзвуковых скоростях к этой задаче прибавляется еще две, и обе они главные. Нужно снизить скорость потока до дозвуковой, и при этом эффективно использовать скоростной напор для повышения статического давления воздуха перед входом в двигатель.

2.1.1 Назначение воздухозаборников. Основные параметры режима и критерии эффективности

Как уже было сказано, воздухозаборник нужен для равномерного подвода и сжатия потока воздуха в двигатель.

Критерии эффективности, которые относятся к воздухозаборнику это коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх}}$ и внешнее сопротивление $c_{\text{х.вх}}$, а также коэффициент расхода φ . Все три коэффициента характеризуют эффективность работы входного устройства.

Коэффициент восстановления полного давления. При дозвуковых скоростях полёта давление воздуха повышается большей частью в компрессоре ГТД, а при сверхзвуковых скоростях—большой частью в воздухозаборнике.

При торможении потока происходят потери давления, обусловленные трением и вихреобразованием, а в сверхзвуковом потоке появляются потери в скачках уплотнения. Потери, возникающие при сжатии воздуха в воздухозаборнике, оценивают коэффициентом восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх}}$. Этот коэффициент представляет собой отношение полного дав-

ления перед компрессором к полному давлению изоэнтропически заторможенного потока:

$$\sigma_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}^*}{p_{\text{н}}^*} \quad (2.1)$$

Уменьшение $\sigma_{\text{вх}}$ ведёт к уменьшению давления на входе в компрессор ($\pi_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}^*}{p_{\text{н}}^*} \cdot \sigma_{\text{вх}}$), снижению тяги и увеличению расхода топлива (например, снижение $\pi_{\text{вх}}$ на 30 процентов при $M=2.5$ приводит к уменьшению тяги двигателя на 45 процентов и увеличению удельного расхода топлива на 15 процентов). Поэтому обеспечение возможно большего значения $\sigma_{\text{вх}}$ является одним из основных требований, предъявляемых ко входным устройствам.

Коэффициент внешнего сопротивления $c_{\text{х.вх}}$ представляет собой отношение внешнего сопротивления воздухозаборника к произведению скоростного напора набегающего потока на площадь миделевого сечения:

$$c_{\text{х.вх}} = \frac{X_{\text{х.вх}}}{q_{\text{н}} \cdot F_{\text{мид.вх}}} \quad (2.2)$$

$$\text{где } q_{\text{н}} = \frac{\rho_{\text{н}} V_{\text{н}}^2}{2} = \frac{k}{2} p_{\text{н}} M_{\text{н}}^2$$

$q_{\text{н}}$ это скоростной напор набегающего потока перед двигателем (в сечение Н); $X_{\text{вх}}$ - сила внешнего сопротивления входного устройства - отрицательная составляющая тяга двигателя; $F_{\text{мид.вх}}$ - площадь миделевого сечения воздухозаборника.

Коэффициент внешнего сопротивления обычно определяется по результатам экспериментальных исследований на специальных установках, а по формуле (2.2) вычисляется сила внешнего сопротивления воздухозаборника, необходимая для последующего определения эффективной тяги при расчете характеристик двигателя. На промежуточных и трансзвуковых скоростях потока сверхзвуковых самолетов $X_{\text{вх}}$ может достигать значительной величины (10...20 % максимальной тяги двигателя). Поэтому коэффициент внешнего сопротивления, оказывая существенное влияние на тягу, как и коэффициент восстановления полного давления, является одним из основных критериев эффективности воздухозаборника.

Коэффициентов расхода φ называют отношение площади сечения невозмущенного потока воздуха, проходящего через двигатель, к лобовой площади входного сечения обечайки:

$$\varphi = \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вх}}} \quad (2.3)$$

Для выполненного входного устройства геометрическая площадь $F_{\text{вх}}$ известна, поэтому величина φ однозначно определяет площадь потока $F_{\text{н}}$,

а следовательно, расход воздуха через двигатель при известных внешних условиях $G_B = F_H \rho_H V_H$.

С помощью коэффициента расхода описываются расходные характеристики сверхзвукового входного устройства.

2.1.2 Степень повышения давления

Температура и давление воздуха увеличиваются во входном устройстве (в условиях работы, когда скорость полета больше скорости потока перед компрессором). На диаграмме i - S показан процесс сжатия воздуха - рис. 2.1 [3].

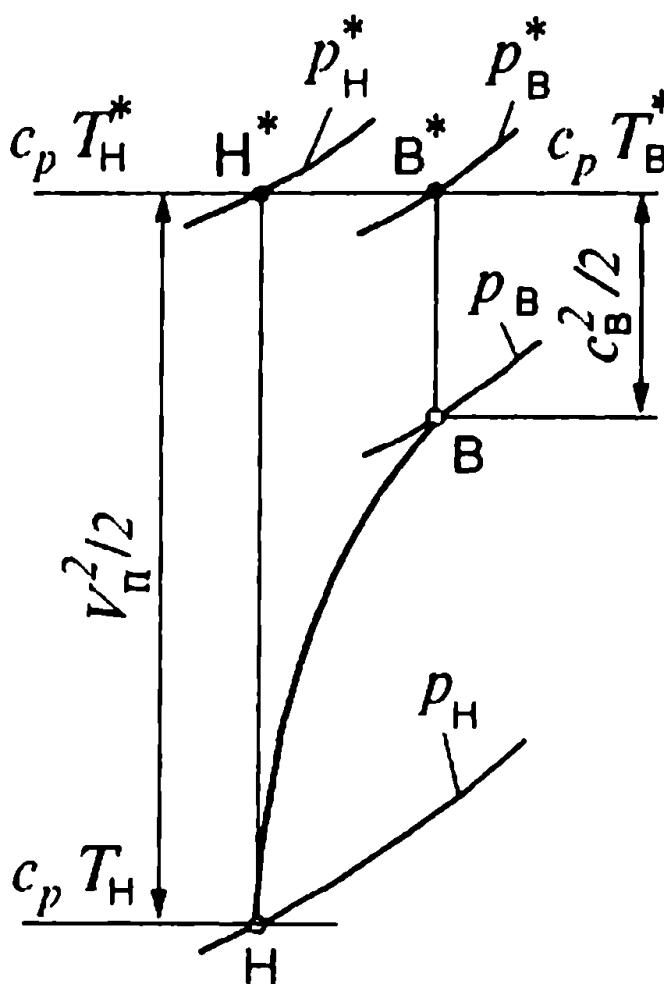


Рисунок 2.1— Упрощенная диаграмма i - s процесса сжатия воздуха во входном устройстве

Сама формула для нахождения степени повышения давления в воздухозаборнике приведена ниже:

$$\pi_B = \frac{p_B^*}{p_H} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_H^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.4)$$

Величина π_v представляет собой степень повышение давления воздуха от скоростного напора при изэнтропическом торможении. Она определяется числом Маха, а полная температура T_n^* изменяется, кроме того, пропорционально атмосферной температуре T_n (величины T_n^* и π_v зависят, строго говоря, еще от свойств рабочего тела - показателя изэнтропы k).

Действительная степень повышения давления во входном устройстве, т.е. отношение полного давления на выходе из диффузора к статическому давлению в сечении Н, зависит также от коэффициента восстановления давления:

$$\frac{p_v^*}{p_n} = \pi_v \sigma_{vx} \quad (2.5)$$

Степень повышения давления зависит от числа M_n . С увеличением M_n величина π_v увеличивается, особенно на больших скоростях полета.

С увеличением числа Маха полета роль входного устройства на силовой установке существенно возрастает, а при $M_n > 3.5$ необходимость в компрессоре отпадает, так как обеспечивается им степень повышения давления может быть получена путем торможения сверхзвукового потока.

2.1.3 Основные требования к воздухозаборникам и их классификация

Основные требования к воздухозаборникам это обеспечение потребного расхода воздуха при минимальных потерях полного давления, чтобы коэффициент восстановления давления был как можно максимальным, и минимальном внешнем сопротивлении.

На всех режимах работы двигателя и во всех условиях полета самолета, в том числе при различных углах атаки и скольжения, должна обеспечиваться надежная устойчивая работа входного устройства. Неравномерность поля скоростей и давлений и их пульсации на выходе из воздухозаборника (на входе в компрессор) не должны превышать заданных значений, так как превышения заданных параметров может привести к неустойчивой работе двигателя. Так же воздухозаборник должен иметь малую массу, быть простым в изготовлении и обслуживании.

Предъявляемые требования во многом противоречивы. Например, достижение максимального возможного значения σ_{vx} может привести к неустойчивой работе воздухозаборника, а обеспечение минимально возможного значения $c_{x, vx}$ ведет к усложнению входного устройства и системы его регулирования, а следовательно, - к увеличению его массы и снижению надежности.

По отношению к скорости (максимальной) самолета, на котором они используются, воздухозаборники могут быть дозвуковые, трансзвуковые и

сверхзвуковые.

2.1.4 Дозвуковые воздухозаборники. Особенности конструкции

В настоящее время это чаще всего входные устройства ТРДД большой степени двухконтурности. Они характерны для современных дозвуковых пассажирских или транспортных самолетов (рис. 2.2) [5]. Такие двигатели обычно располагаются в отдельных мотогондолах, и их воздухозаборники достаточно просты по конструкции, но не столь просты по требованиям, к ним предъявляемым и, соответственно, их исполнению.

Рассчитываются, как правило, на крейсерские скорости полета около 0,75...0,85М. Они должны обладать относительно малой массой при условии обеспечения необходимого расхода воздуха. Очень важным требованием для них становится обеспечение малых потерь энергии воздушного потока (внутренние потери), который они направляют в двигатель через свой канал, а также потерь на преодоление внешнего сопротивления (внешние потери).

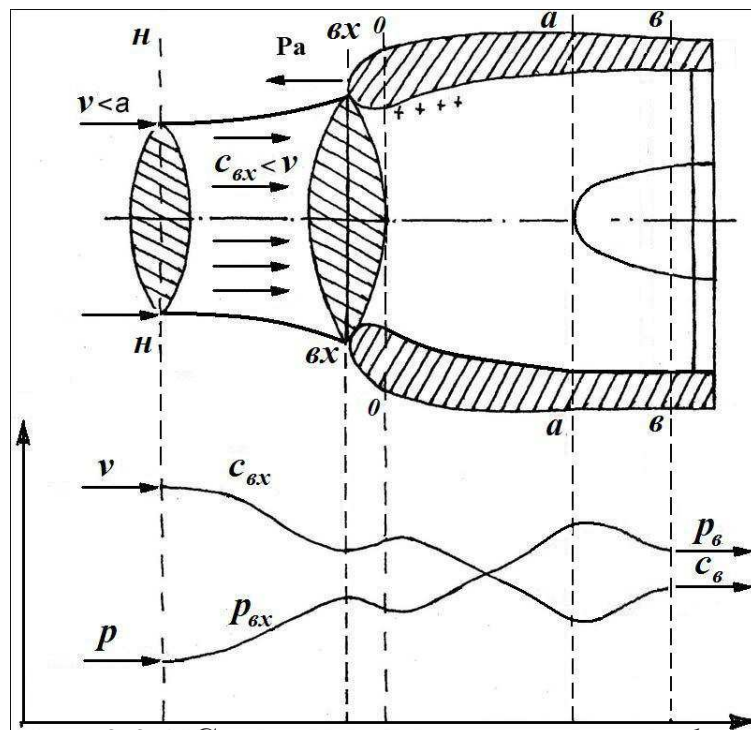


Рисунок 2.2 – Схема дозвучового воздухозаборника

Это обеспечивается правильным профилированием внутреннего канала и внешних обводов, что позволяет уменьшить сопротивление и улучшить обтекание. К тому же передние кромки входного устройства чаще всего имеют достаточно толстый профиль, в продольном (меридиональном) сечении канала принимающий форму профиля крыла.

Это позволяет обеспечить безотрывное обтекание потоком поверхностей, что минимизирует потери и, кроме того, проявляется еще одно полезное действие. При обтекании толстой входной кромки возникает аэродинамическая сила, подобная подъемной.

А ее горизонтальная проекция направлена по полету и является своеобразной добавкой к тяге. Эту силу называют "подсасывающей", и она очень ощутимо компенсирует внешнее сопротивление воздухозаборника.

Преобразование динамического давления в статическое в таком типе воздухозаборника происходит следующим образом. Конструкция канала рассчитывается так, что в его входном сечении скорость потока меньше скорости полета. В результате поток перед входом в воздухозаборник имеет форму диффузора ("расходится" в стороны), что неизбежно влечет за собой торможение и рост давления.

То есть сжатие от скоростного напора в основном происходит еще до входа в диффузор (так называемое внешнее сжатие). Далее оно продолжается на первом участке канала, который тоже спрофилирован в виде диффузора. А перед ним канал чаще всего имеет еще небольшой конфузورный участок (то есть расширяющееся сечение). Это делается с целью выравнивания потока и поля скоростей.

В конструкции входного устройства этого типа для некоторых двигателей могут быть предусмотрены так называемые створки дополнительной подпитки воздухом. Когда двигатель работает на повышенных режимах в стартовых условиях (то есть скоростной напор отсутствует или достаточно мал), то не всегда можно обеспечить требуемый расход воздуха.

Предварительное внешнее сжатие на таких режимах практически отсутствует, а входное сечение воздухозаборника просто не может пропустить весь требуемый воздух, так как не позволяют размеры.



Рисунок 2.3 – Система открытия дополнительных окон на воздухозаборнике, для обеспечения требуемого расхода воздуха

Поэтому на обечайке воздухозаборника могут выполняться дополнительные окна (рис. 2.3), которые открываются на нужном режиме (обычно из-за разрежения в канале воздухозаборника) и закрываются после набора скорости.

2.1.5 Трансзвуковые воздухозаборники. Особенности конструкции

У таких входных устройств радикального конструктивного отличия от дозвуковых, в общем-то, мало. Однако условия обтекания у них уже более жесткие, потому как они используются в силовых установках самолетов с максимальными скоростями полета до $1,6 \dots 1,7M$. До этих скоростей применение воздухозаборника с постоянной геометрией проточной части еще не ведет за собой большого роста потерь в результате динамического сжатия.

У таких воздухозаборниках более острые кромки по сравнению с дозвуковыми воздухозаборником для уменьшения волнового сопротивления, которое проявляется, как известно, в трансзвуковой и сверхзвуковой областях обтекания. Для уменьшения потерь из-за срыва при обтекании острых кромок и обеспечения расхода воздуха на малых скоростях и в стартовых условиях на этих воздухозаборниках могут также применяться окна дополнительной подпитки.

Перед таким воздухозаборником при полете на сверхзвуке образуется прямой скачок уплотнения. Для острых кромок он присоединенный. При прохождении через него повышается давление в потоке (внешнее сжатие). Дальнейшее повышение давления происходит в канале диффузорного типа.

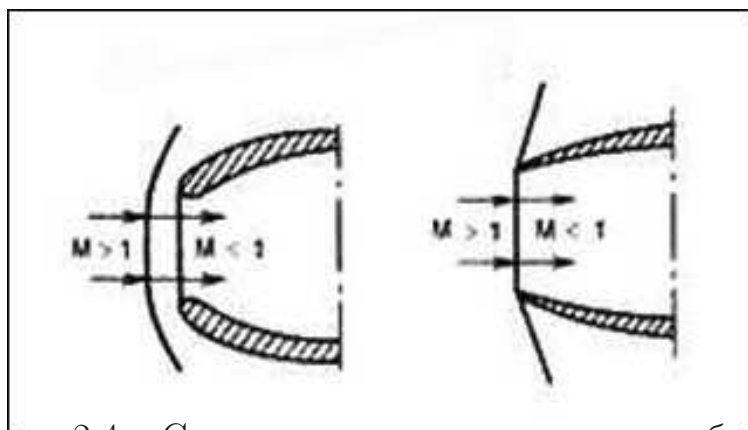


Рисунок 2.4 – Схема трансзвукового воздухозаборника

Для уменьшения скорости потока перед скачком уплотнения входное устройство выгодно располагать в так называемой зоне приторможенного

течения, которая образуется при обтекании потоком элементов конструкции расположенных впереди воздухозаборника.

Это, например, боковые (Су-24М, F-5)) или подфюзеляжные входные устройства (F-16). Конструктивно они обычно отодвинуты от фюзеляжа с образованием своеобразного щелевого канала шириной 50 - 100 мм. Он нужен для того, чтобы пограничный слой, нарастающий на впереди лежащей поверхности фюзеляжа не попал в канал воздухозаборника и не нарушил равномерность течения, увеличивая потери. Он как бы "сливается" далее в поток.

2.1.6 Сверхзвуковые воздухозаборники. Особенности конструкции и различные виды сжатия во входном устройстве

Основные сложности начинаются для входных устройств при использовании более высоких максимальных скоростей полета - $2,0 \dots 3,0M$ и более. На таких скоростях трансзвуковой воздухозаборник применен быть не может из-за большого роста интенсивности прямого присоединенного скачка и, соответственно, роста потерь полного давления, что отрицательно влияет на параметры двигателя.

Высокая эффективность сжатия здесь достигается использованием сверхзвуковых входных устройств (СВУ). Они более сложны по конструкции и для повышения давления в них применяется система скачков уплотнения.

Для управления процессом торможения потока (а значит и повышения давления в нем) в таких входных устройствах конструктивно сформирована так называемая поверхность торможения, имеющая специфический профиль. Эта поверхность при взаимодействии со сверхзвуковым потоком (скоростным напором) создает условия для формирования скачков уплотнения. Как правило, их несколько, то есть создается система скачков, включающая в себя два, три (или даже четыре) косых и один прямой скачок (так называемая головная волна), который является замыкающим. При прохождении косых скачков снижение скорости и потери полного давления меньше, чем при прохождении прямых, изменение параметров менее резкое, и итоговое статическое давление выше из-за меньших потерь.

Проходя через такую систему поток снижает скорость примерно до $1,5 \dots 1,7M$, то есть до уровня трансзвуковых диффузоров. После этого он может пройти через прямой скачок с относительно небольшими потерями, что и происходит, и поток становится дозвуковым, приобретая определенную величину давления, и далее проходит по сужающемуся каналу в его наименьшее сечение, называемое "горлом". Поверхность торможения может иметь различную форму, но чаще всего выполняется в виде клина или

конуса (в зависимости от формы воздухозаборника). Клин (конус) обычно имеет несколько поверхностей (или ступеней), сочлененных друг с другом. По местам сочленения (углы) и образуются косые скачки уплотнения.

Их наклон зависит от числа M полета и углов наклона отдельных ступеней. Эти углы выбираются для создания условий обтекания, наиболее близких к оптимальным на расчетном режиме. В зависимости от расположения поверхности торможения относительно корпуса воздухозаборника (его обечайки), а также ее конфигурации, скачки уплотнения могут по-разному располагаться относительно плоскости входа в воздухозаборник (рис. 2.5) [5].

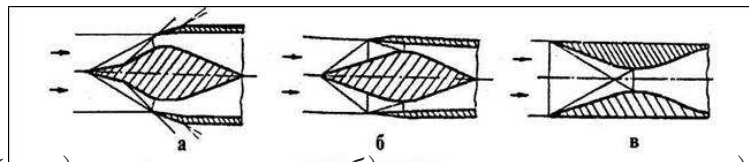


Рисунок 2.5 – а) внешнее сжатие б) смешанного сжатия в) внутреннего сжатия

Это, в свою очередь, определяет тип процесса торможения и, соответственно, тип самого сверхзвукового входного устройства. Первый тип - СВУ с внешним сжатием. У него все косые скачки располагаются перед плоскостью входа в воздухозаборник (то есть снаружи), а горло расположено в непосредственной близости к нему.

Второй тип - СВУ со смешанным сжатием. Здесь часть косых скачков расположена снаружи, до плоскости входа, а часть внутри, то есть за ней. Горло отодвинуто дальше от входных кромок, а канал от входа до горла имеет сужение.

Третий тип – СВУ внутреннего сжатия. В нем все скачки уплотнения располагаются внутри воздушного канала за плоскостью входа.

На практике применяются в основном СВУ с внешним сжатием. Применение двух других типов, теоретически более эффективных для сжатия потока на больших сверхзвуковых скоростях, на практике сталкивается с различными трудностями технического характера.

Поскольку с ростом скорости полёта вредное влияние пограничного слоя увеличивается (например, уменьшение эффективного расхода воздуха, увеличение неравномерности поля скоростей и вихреобразования), для сверхзвуковых воздухозаборников применяют специальные способы управления пограничным слоем. Слив пограничного слоя — это смещение воздухозаборника от поверхности самолёта на толщину пограничного слоя с последующим его отводом в стороны от воздухозаборника. Вдув пограничного слоя с целью его разгона организуется путём подачи воздуха высокого давления в специальные щели воздухозаборника. Отсос пограничного слоя осуществляется через отверстия на внутренней поверхности воздухозабор-

ника, соединённые с областью пониженного давления (обычно с системой охлаждения двигателя). Установка турбулизаторов превращает ламинарный поток в турбулентный, что затягивает его отрыв.

СВУ рассчитывается на определенные числа M полета, как правило близкие к максимальным. Исходя из этого для расчетного режима подбираются конструктивные параметры. Это площади входа, горла и выхода, углы расположения панелей поверхности торможения (поверхностей конуса), расположения изломов этих панелей, углы расположения обечайки (в частности "угол поднутрения") (рис. 2.6).

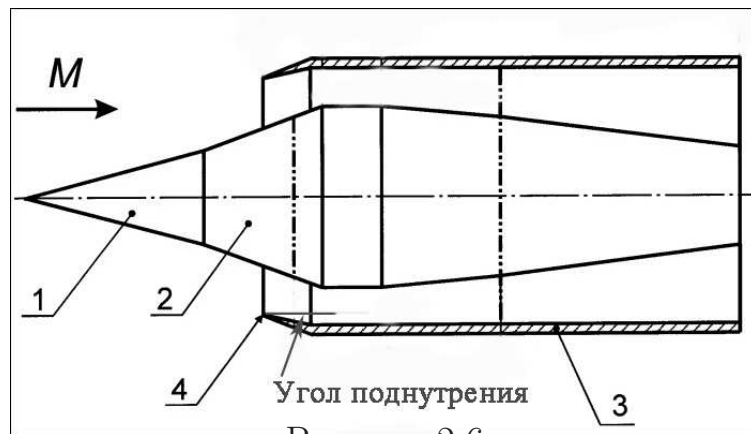


Рисунок 2.6

Для расчетного режима существуют две схемы косых скачков уплотнения. При первой косые скачки уплотнения сфокусированы на передней кромке обечайки (рис. 2.7) [5]. Прямой скачок (головная волна) располагается в канале за горлом. Поток организован так, что входит в канал со сверхзвуковой скоростью и может стать дозвуковым, только проходя через этот скачок.

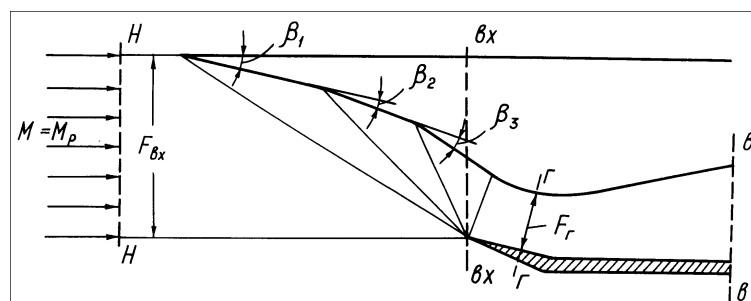


Рисунок 2.7 – На схеме изображен СВУ со скачками, сфокусированными на обечайке (первая схема). β - углы расположения регулируемых панелей.

Недостатком этой схемы входных устройств является взаимодействие такого прямого скачка с пограничным слоем вблизи стенок канала. Это приводит к отрывам слоя и пульсациям давления, в результате чего на выходе поток может быть недостаточно равномерным и стационарным. Од-

нако, при этом такой тип воздухозаборника обладает меньшим внешним сопротивлением, по сравнению со вторым типом.

При второй схеме прямой скачок (головная волна) выдвинут перед входом в воздухозаборник, находясь частично во внутреннем потоке (перед каналом), частично во внешнем, и имеет по длине разную интенсивность (рис. 2.8) [5]. Перед входом во внутренний канал он представляет собой практически прямой скачок, который только возле поверхности торможения несколько раздваивается, становясь λ -образным. Во внешнем потоке он загибается в сторону против полета превращаясь в косой.

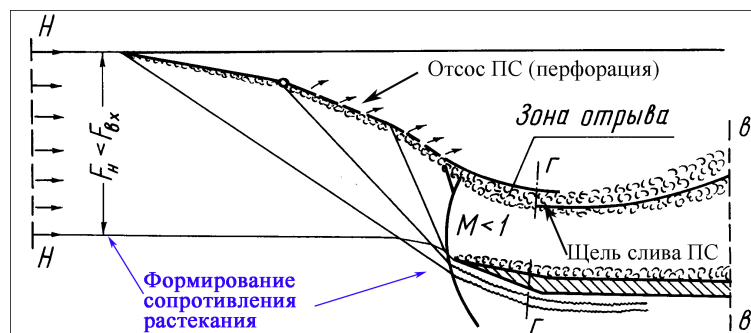


Рисунок 2.8 – На картинке изображено СВУ с расфокусировкой косых скачков (вторая схема). Показана щель слива ПС, перфорация для его отсоса, а также принцип формирования сопротивления растекания.

Чтобы головная волна не разрушила систему косых скачков в непосредственной близости от входа в воздухозаборник, эти скачки слегка сдвигаются и немного расфокусируются по отношению к входной кромке обечайки (за счет выбора углов расположения панелей (β) поверхности торможения), то есть, проще говоря, не сходятся все (три) в одной точке этой кромки, а продолжают далее во внешний поток.

При расчетах, однако, такая схема с достаточной степенью точности может быть заменена на упрощенную, когда принимается что система косых скачков сфокусирована на передней кромке и замыкается прямым скачком, тоже расположенным непосредственно на кромке обечайки.

Этот сдвиг и расфокусировка стала причиной наиболее частого применения на практике именно второго типа входных устройств. Дело в том, что такое расположение скачков значительно уменьшает возможность их разрушения головной волной, которая может перемещаться в процессе работы на вход и выход вдоль канала, когда воздухозаборник работает на различных нерасчетных режимах.

То есть повышается устойчивость работы воздухозаборника, а значит и двигателя в целом. При этом, однако, сопротивление входного устройства второго типа больше. Это происходит из-за появления так называемого сопротивления растекания, которого нет для первого типа.

Возвращаясь к вышеупомянутым двум типам СВУ с внешним сжатием, можно сказать, что несмотря на большее внешнее сопротивление и меньшую реальную пропускную способность (коэффициент расхода меньше единицы) на расчетном режиме, воздухозаборники с расфокусированными косыми скачками в основном бывают более предпочтительными в использовании, нежели воздухозаборник первой схемы.

Это происходит из-за того, что расфокусировка позволяет ощутимо повысить запас устойчивой работы воздухозаборника, что бывает достаточно важно для безопасной эксплуатации на различных режимах работы, даже при некотором снижении эффективности.

2.1.7 Деление воздухозаборников на типы по конструктивным признакам

По форме входного сечения.

Это так называемые плоские и пространственные (чаще осесимметричные).

Плоские воздухозаборники (иногда они бывают коробчатыми или совковыми) имеют входное сечение в виде прямоугольника, иногда со скруглениями в угловых точках. Сам канал от прямоугольного входа постепенно меняет свое сечение на круглое перед входом в двигатель (рис. 2.9).



Рисунок 2.9 – Плоский воздухозаборник

Поверхность торможения плоского воздухозаборника выполняется в виде клина, имеющего специальный профиль. Если воздухозаборник управляемый, то как раз у плоского для этого есть хорошие возможности, заключающиеся в возможности достаточно большого изменения его геометрии, позволяющей создавать систему скачков уплотнения различной интенсивности.

У осесимметричного воздухозаборника для создания такой системы используется конус, также профилированный специальным образом (ступенчатый). Входное сечение у такого воздухозаборника - круговое. Конус является центральным телом на первом участке внутреннего канала, далее канал также имеет круговое сечение (рис. 2.10).



Рисунок 2.10 – Осесимметричный воздухозаборник

Существуют также так называемые секторные воздухозаборники, входное сечение которых представляет из себя часть (сектор) круга. И поверхностью торможения у них является тоже часть (сектор) конуса. Они обычно располагаются по бокам фюзеляжа по принципу боковых и соперничают с ними в плане снижения потерь полного давления. Примером таких конструкций могут служить воздухозаборники самолетов серии Mirage, бомбардировщика F-111, перехватчика Ту-128, экспериментального МиГ-23ПД.

Для современных летательных аппаратов (пятого поколения) конструируются пространственные воздухозаборники с различной формой входного сечения (например, Т-50; F-22 - параллелограмм) с так называемым пространственным сжатием. Здесь в создании целого комплекса скачков уплотнения участвуют не только поверхности торможения, но и специально спрофилированные кромки обечайки.

2.1.8 Сжатие воздуха в воздухозаборнике на нерасчетном режиме

Режим работы воздухозаборника характеризуется соотношением потребного $G_{\text{потр}}$ и располагаемого $G_{\text{распол}}$ расходов воздуха, величиной коэффициента восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх}}$ (отношение полного давления за воздухозаборником к полному давлению перед ним), коэффициентом расхода $\varphi = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{max}}}$ (отношение действительного расхода воздуха $G_{\text{в}}$ к максимально возможному G_{max}) и коэффициентом внешнего сопротивления C_x (рис. 2.11) [5].



Рисунок 2.11 – Зависимость $\sigma_{вх}$, φ и C_x от приведенного числа оборотов ТРД(Д)

Режимы работы воздухозаборников разделяют на стационарные и нестационарные. На стационарных режимах параметры потока не изменяются во времени. Нестационарные режимы характеризуются быстрыми изменениями параметров потока во времени.

Критический режим работы — это стационарный режим, при котором потребный расход воздуха равен располагаемому (рис. 2.12, б) [5].

При уменьшении $G_{потр}$ воздухозаборник оказывается на докритическом режиме работы (рис. 2.12, в) [5]. Располагаемый расход воздуха через воздухозаборник уменьшается за счёт перетекания потока перед обечайкой. Коэффициент расхода при этом резко уменьшается и становится меньше единицы. Такой режим характеризуется наличием головной волны на входе. Коэффициент аэродинамического сопротивления воздухозаборника при этом интенсивно растёт. Значение коэффициента восстановления полного давления при этом мало изменяется. Течение воздуха во внутреннем канале воздухозаборника всюду дозвуковое.

При увеличении $G_{потр}$ воздухозаборник оказывается на сверхкритиче-

ском режиме работы (рис. 2.12, а) [5]. При этом система скачков будет оставаться неизменной, но давление перед двигателем будет снижаться, т. к. расход воздуха через воздухозаборник дальше увеличиваться не может. Согласование расходов становится возможным, когда скачок, образующийся за горлом, переместится вниз по потоку. Потери давления в нём возрастут. При этом давление воздуха перед двигателем уменьшится ровно настолько, что потребный и располагаемый расходы станут одинаковыми. Коэффициент восстановления полного давления в этом случае будет снижаться, что приведет к падению тяги двигателя.

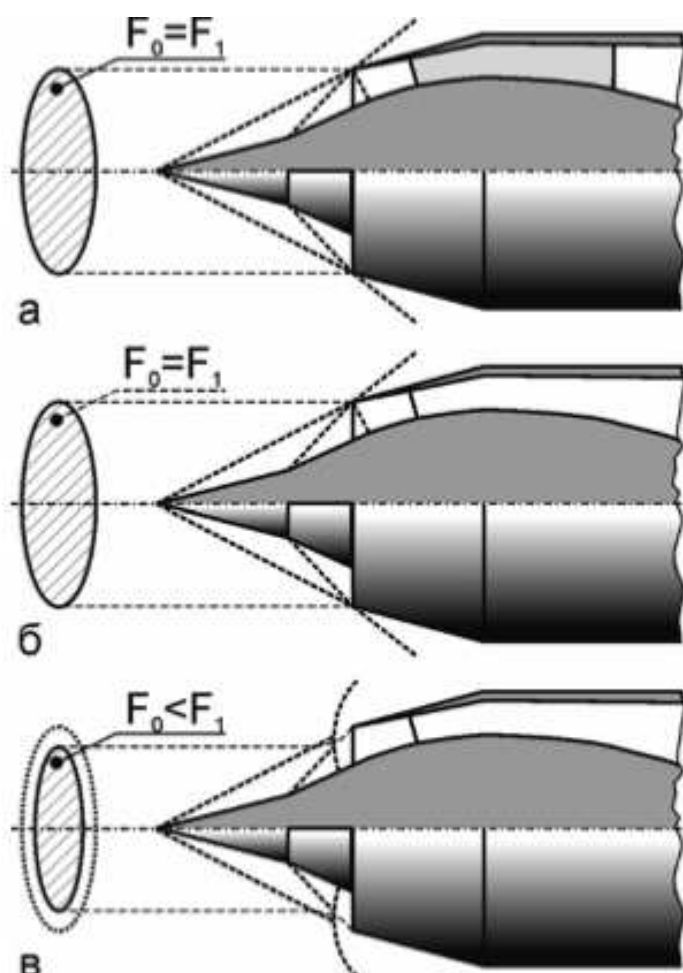


Рисунок 2.12 – Сверхкритический (а), критический (б) и докритический (в) режимы работы сверхзвукового воздухозаборника

При числах Маха, меньше расчётного (рис. 2.13) [5], углы наклона скачков β_i увеличиваются и скачки уже не фокусируются на передней кромке обечайки, поэтому коэффициент расхода уменьшается. Возникает дополнительное сопротивление. Кроме того, значительно уменьшается скоростной напор набегающего потока, что приводит к уменьшению давления и плотности воздуха в горле диффузора. Таким образом, при уменьшении числа Маха одновременно снижается пропускная способность как системы скачков, так и горла, но последняя снижается значительно быст-

рее. Если выбрать площадь горла исходя из расчётного режима работы диффузора, то при числах Маха, меньших расчётного, горло не сможет пропустить весь расход воздуха, прошедший через систему косых скачков. В результате возникнет головная волна перед входом (рис. 2.13, в), которая и обеспечит снижение располагаемого расхода за счёт перетекания воздуха. Конечно, коэффициент аэродинамического сопротивления значительно увеличивается.

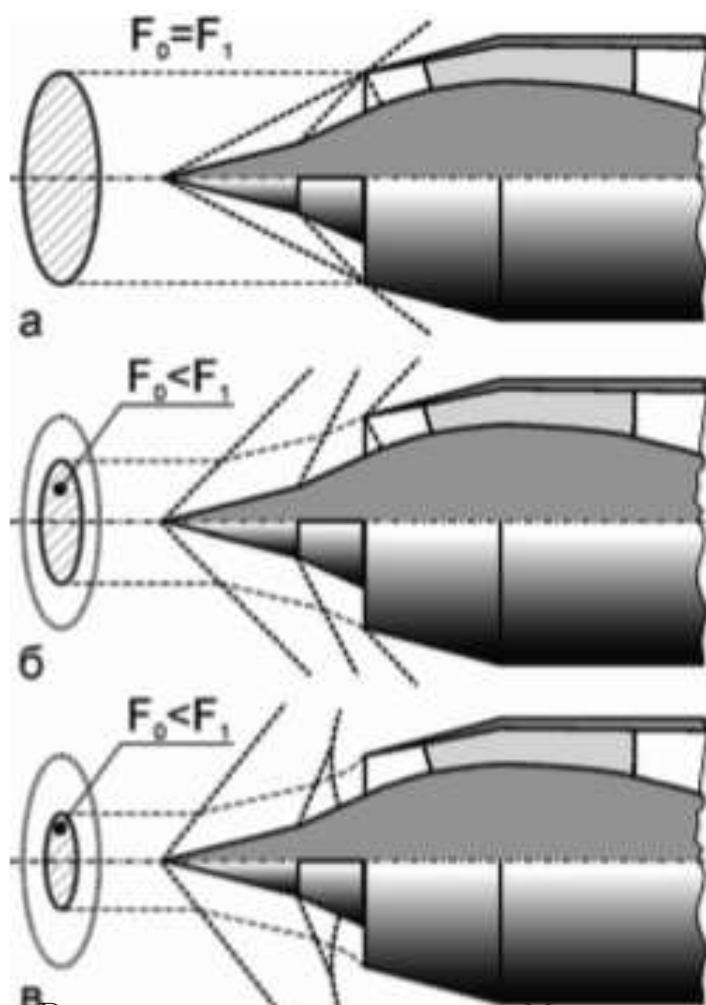


Рисунок 2.13 – Режим течения при числах Маха: равному расчётному (а) и меньше расчётного (б-горло больше требуемого; в-горло равно требуемому)

Если выбрать площадь горла больше, чем необходимо для расчётного режима, то появление головной волны можно предотвратить в небольшом диапазоне чисел Маха, меньших расчётного (рис. 2.13, б).

При числах Маха, больших расчётного (рис. 2.14) [5], углы наклона скачков β_i уменьшаются. Скачки попадают не на переднюю кромку обечайки, а на её внутреннюю поверхность, в результате переотражения этих скачков течение в канале оказывается очень сложным. Кроме того, невозмущённый сверхзвуковой поток, попадая в зону воздухозаборника, свобод-

ную от косых скачков, начинает в ней разгоняться. Поля давлений и скоростей в горле становятся резко неравномерными. Потери полного давления в системе скачков возрастают за счёт увеличения их интенсивности и указанной неравномерности.

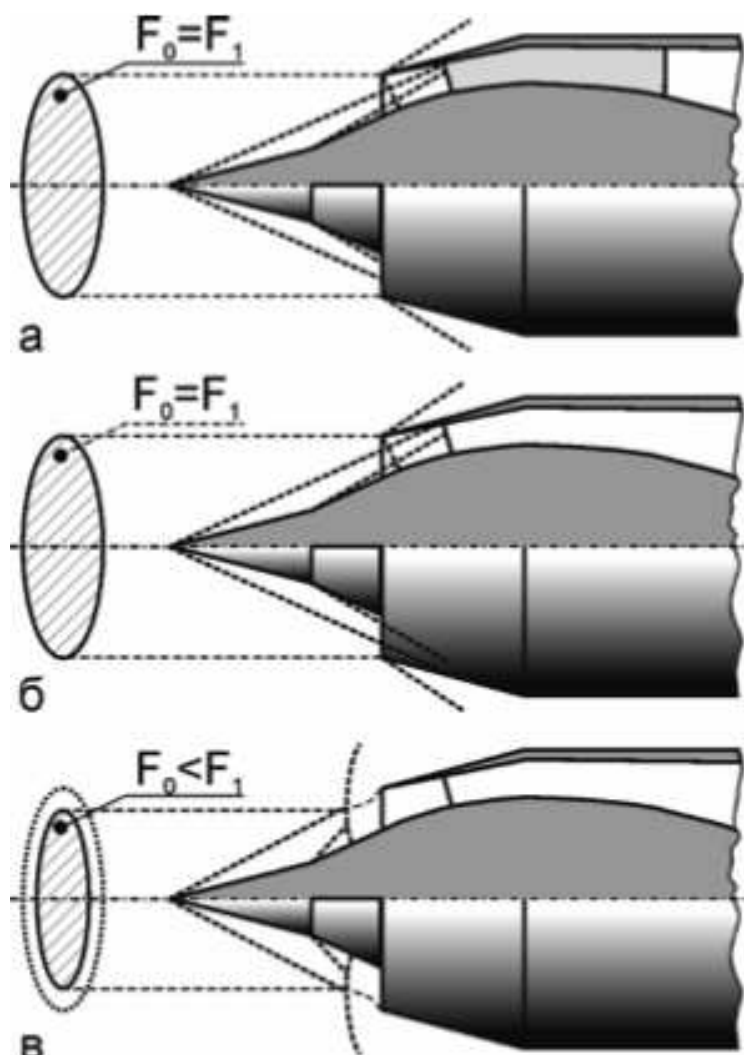


Рисунок 2.14 – Режим течения при числах Маха, больше расчетного: а-сверхкритический; б-критический; в-докритический

На докритических режимах работы (рис. 2.14, в) всегда возникает головная волна. При этом с увеличением числа Маха коэффициент восстановления полного давления уменьшается вследствие роста интенсивности скачков уплотнения. Коэффициент расхода также уменьшается вследствие перетекания воздуха за головной волной. Коэффициент аэродинамического сопротивления увеличивается в результате появления мощной головной волны.

Рассмотрим нестационарные режимы работы воздухозаборников. Взаимодействие пограничного слоя с системой скачков приводит к тому, что действительная система скачков существенно отличается от расчётной, полученной без учёта вязкости и зон отрыва потока. При этом на докрити-

ческих и сверхкритических режимах благодаря нестационарному отрыву пограничного слоя могут появиться неустановившиеся колебания параметров течения. Эти явления известны как помпаж и зуд. В некоторых случаях может наблюдаться ещё один нестационарный режим работы, называемый пеленой.

Помпаж — это сложный автоколебательный процесс, вызванный отрывной неустойчивостью пограничного слоя, приводящей к периодическим колебаниям положения и изменению геометрии системы скачков. Следствием этого являются колебания расхода воздуха и давления. Частота колебаний при помпаже составляет обычно 5...10 Гц.

Помпаж может возникнуть при резком уменьшении потребного расхода воздуха через двигатель. В момент наибольшего уменьшения расхода воздуха система скачков превращается в «выбитую» головную волну, расположенную впереди воздухозаборника. Воздухозаборник оказывается на докритическом режиме. После этого расход воздуха растёт. Условия течения становятся близкими к расчётным. Система скачков восстанавливается. Замыкающий скачок размещается в зоне возможного отрыва. Пограничный слой восстанавливается с аналогичными параметрами. Снова происходит отрыв, т. е. процесс периодически повторяется.

При значительном увеличении потребного объёмного расхода через двигатель скачок смещается за горло диффузора. Наблюдается сверхкритический режим. Интенсивность замыкающего скачка может быть такой, что вызовет отрыв пограничного слоя. Этот отрыв потока сопровождается высокочастотными колебаниями давления. Этот режим называется зудом. Здесь частота колебаний составляет 300...400 Гц.

Следует отметить, что работа воздухозаборников на нестационарных режимах крайне нежелательна, поскольку пульсации давления могут привести не только к остановке двигателя в полёте, но и к разрушению как элементов планера (внутренней обшивки воздухозаборника и канала воздухопровода), так и двигателя (в первую очередь компрессора).

2.1.9 Расчетная схема и алгоритм проектирования сверхзвуковых воздухозаборников

При проектировании сверхзвукового воздухозаборника решаются следующие задачи:

1. Выбор числа скачков.
2. Определение площади входа.
3. Профилирование центрального тела.
4. Профилирование обечайки.
5. Профилирование внутреннего канала.

Рассмотрим алгоритм проектирования плоского воздухозаборника

внешнего сжатия. Исходными данными для расчета являются:

Тип двигателя- одноконтурный турбореактивный двигатель для сверхзвуковых полетов, тяга двигателя 80 кН, G_v - расход воздуха через двигатель, кг/с; M_{Π} - число М полета; Н - высота полета.

$H=14$ км - на этой высоте:

$$\rho_H=0.2278 \text{ кг/м}^3;$$

$$a_H=295.069 \text{ м/с};$$

$$v_{\Pi} = 444,4 \text{ м/с};$$

$$M_{\Pi} = \frac{v_{\Pi}}{a_H}=1,506;$$

$$G_v=117,3 \text{ кг/с}.$$

С учетом расположения воздухозаборника число М перед ним определяется следующим образом:

- для лобовых воздухозаборников $M_{расч}=M_{\Pi}$
- для подкрыльевых воздухозаборников $M_{расч}=M_{\Pi}-(0.04...0.05)$
- для боковых воздухозаборников $M_{расч}=M_{\Pi}-1.05$

Для нашего проектирование: $M_{расч}=M_{\Pi}$.

Число скачков уплотнения выбирают на основе графика (рис. 2.15) [5]. Коэффициент восстановления полного давления на каждом скачке определяется как корень n-й степени из коэффициента восстановления полного давления, взятого из графика:

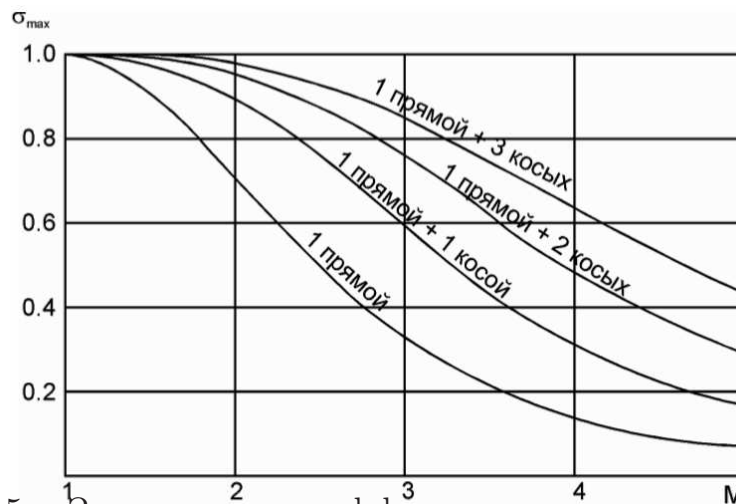


Рисунок 2.15 – Зависимость коэффициента восстановления полного давления от числа М полёта и числа косых скачков уплотнения для оптимальной системы скачков

$$n_{max}=1$$

$\sigma_{max}=0.93$ - это один прямой и один косой скачок уплотнения.

$$\sigma_1 = \sigma_{max}^{1/3} \quad (2.6)$$

$$\sigma_{max}^{1/3}=0.976 .$$

Площадь входа F_e определяют из условия обеспечения максимального расхода воздуха на расчетном режиме.

$$F_e = \frac{G_B}{\rho_H \cdot V_H} \quad (2.7)$$

$$F_e = 0,626 \text{ м}^2.$$

$$D_e = \sqrt{\frac{F_e \cdot 4}{\pi}} \quad (2.8)$$

$$D_e = 0,893 \text{ м}.$$

Для профилирования центрального тела необходимо знать углы поворота потока на каждом скачке α_i (рис. 2.16) [5]. Эти расчеты выполняются на основе теории косоугольного скачка уплотнения. Значение коэффициента восстановления полного давления на косоугольном скачке уплотнения определяется зависимостью.

$$\sigma_i = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \left(\frac{M_i^2 \cdot \sin(\beta_i)^2}{1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_i^2 \cdot \sin(\beta_i)^2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \frac{1}{(k \cdot M_i^2 \cdot \sin(\beta_i)^2 - \frac{k-1}{2})^{\frac{1}{k-1}}} \quad (2.9)$$

где β_i - угол отклонения фронта скачка от начального направления потока, а M_i - число Маха перед i -ым скачком.

Обозначим $x = M_i^2 \cdot \sin(\beta_i)^2$. Поскольку коэффициент восстановления полного давления на i -ом скачке уплотнения уже известен, то можно найти каким-либо численным методом, например методом итераций:

$$x = \frac{\sigma_i^{\frac{2}{7}} \cdot (1 + 0.2 \cdot x) \cdot (1.4 \cdot x - 0.2)^{\frac{5}{7}}}{1.2^{\frac{12}{7}}} \quad (2.10)$$

В результате: $x = 1.75$.

Зная x , можно определить угол β_i и далее при известном числе Маха перед скачком M_i число Маха за скачком M_{i+1} .

$$\beta_i = \arcsin \frac{\sqrt{x}}{M_i} \quad (2.11)$$

$$M_i = \sqrt{\frac{5 + M_i}{7M_i^2 + \sin(\beta_i)^2 - 1} + \frac{5M_i^2 \cos(\beta_i)^2}{5 + M_i^2 \sin(\beta_i)^2}} \quad (2.12)$$

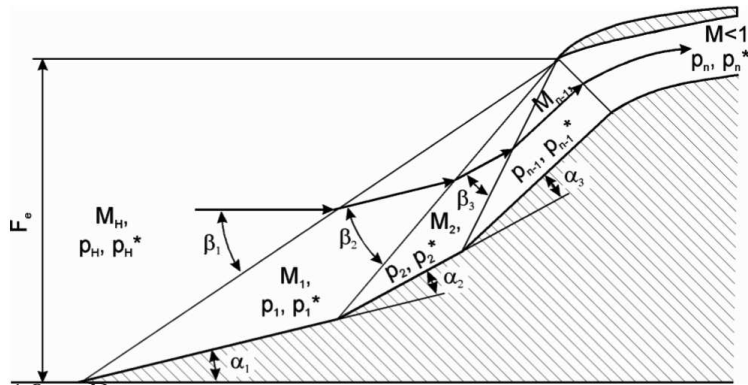


Рисунок 2.16 – Расчетная схема сверхзвукового воздухозаборника

Получившиеся значения:

$$\beta_1 = 61^\circ C;$$

$$M_1 = 1.015.$$

Угол поворота потока на каждом скачке определяют по уравнению:

$$\alpha_i = \arctan\left(\frac{1}{\tan \beta_i} \cdot \frac{M_{i-1}^2 \sin(\beta_i)^2 - 1}{1 + M_{i-1}^2 \cdot (1.2 - \sin(\beta_i)^2)}\right) \quad (2.13)$$

$$\alpha_1 = 11^\circ C.$$

При профилировании обечайки (рис. 2.17) [5] необходимо удовлетворить двум условиям:

- для организации течения на внутренней поверхности обечайки необходимо обеспечить внутренний угол обечайки θ равным суммарному углу поворота потока на передней кромке обечайки;
- для образования присоединенного косого скачка уплотнения на внешней поверхности обечайки необходимо, чтобы внешний угол обечайки κ был меньше максимального угла поворота потока α_{max} .

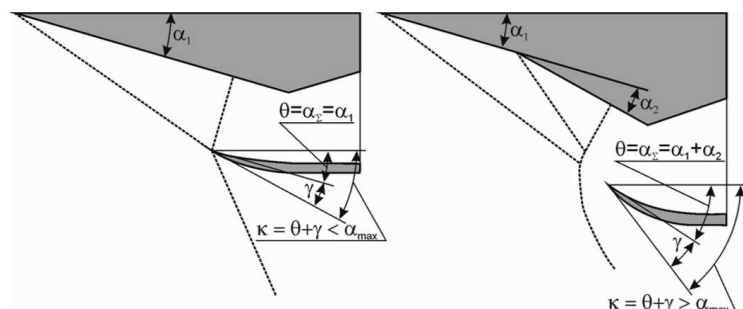


Рисунок 2.17 – Профилирование обечайки воздухозаборника

Для воздухозаборников внешнего сжатия первое условие формулируется следующим образом: для образования замыкающего прямого скачка между клином и обечайкой необходимо, чтобы внутренний угол обечайки θ был равен суммарному углу поворота потока на клине α_{sum} .

$$\theta = \alpha_1 = 11^\circ C$$

Из графика (рис. 2.18) [5] видно, что при числе Маха равному 2, суммарный угол поворота потока для оптимальных систем скачков с $n \leq 3$ всегда меньше или равен максимальному. Но внешний угол обечайки $\kappa = \theta + \gamma$ и угол γ не может быть меньше $(4...8)^\circ C$ из соображений прочности и надежности. Таким образом, для $n=3$ получаем $\kappa = \theta + \gamma > \alpha_{max}$, и вместо косого (присоединенного) скачка образуется прямой (отошедший) скачок. Это приводит к большим потерям полного давления и росту внешнего сопротивления.

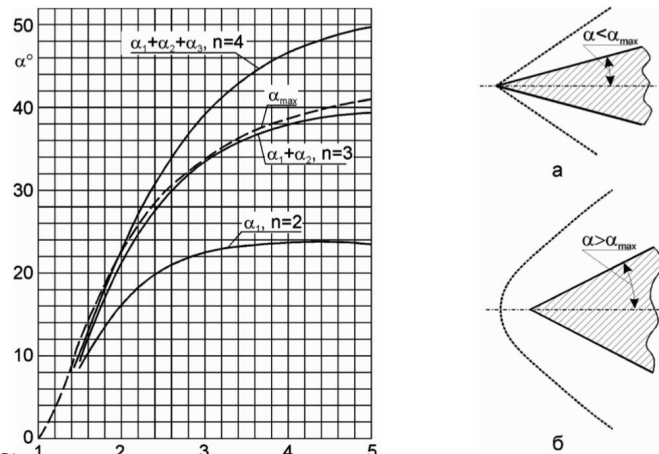


Рисунок 2.18 – Суммарные углы поворота α_i для оптимальных диффузоров внешнего сжатия с числом скачков n и максимальный угол поворота потока α_{max} в зависимости от числа M

Таким образом, чтобы удовлетворить второму требованию, при $n > 2$ целесообразно применять воздухозаборники смешанного сжатия.

Профилирование внутреннего канала осуществляется следующим образом. За прямым скачком уплотнения внутренний канал выполняют сужающимся. В таком сужающемся канале дозвуковой поток разгоняется и в критическом сечении опять становится сверхзвуковым. Далее канал выполняют расширяющимся. В таком канале сверхзвуковой поток разгоняется. После этого располагается второй прямой скачок уплотнения. Это область сверхзвукового течения воздуха необходима для исключения влияния возмущений от двигателя на систему скачков и повышения устойчивости работы воздухозаборника. Здесь рассчитывают площади щели, критического сечения и горла. Расчеты выполняют по формулам газовой динамики. При профилировании канала эти сечения обычно соединяют плавной кривой второго порядка.

2.2 Назначение компрессоров в ГТД

Компрессор - машина для повышения давления и перемещения газа. По принципу действия компрессоры подразделяют на объемные и лопастные. В свою очередь, объемные компрессоры делятся на поршневые и роторные. В поршневом компрессоре сжатие газа осуществляется перемещением поршня в цилиндре, совершающего возвратно-поступательное движение. К роторным машинам относятся винтовые, ротационно-пластинчатые и другие конструкции компрессорных машин.

Лопастный компрессор - машина динамического действия, в которой сжатие газа происходит в результате взаимодействия потока газа с вращающейся и неподвижной решетками лопастей (лопаток), установленных в проточной части. К лопастным машинам относят радиальные (центробежные), в которых поток газа движется в основном от центра к периферии, и осевые компрессоры, в которых поток движется вдоль оси ротора.

2.2.1 Требования, предъявляемые к авиационным лопаточным машинам

Основными требованиями к лопаточным машинам авиационных ГТД, обусловленными особенностями их использования на летательных аппаратах, являются: высокий коэффициент полезного действия (КПД), минимальные габаритные размеры и масса, благоприятное протекание характеристик, живучесть и надежность, технологичность, мобильность создания и возможность модернизации.

Минимизация габаритных размеров и массы представляют собой естественное требование, предъявляемое к авиационной силовой установке. Масса турбокомпрессорного агрегата составляет 60-70 % массы двигателя, то проблема создания легких вентиляторов, компрессоров и турбин представляет как одна из основных в современном авиадвигателестроении. Не менее важным является получение минимальных габаритных размеров, так как они определяют также массу мотогондолы, узлов крепления двигателя и естественно аэродинамические характеристики летательного аппарата.

Но для уменьшения габаритных размеров и массы лопаточных машин при сохранении необходимых характеристик достигается в результате увеличения скоростей рабочего тела по тракту машины и увеличения энергии, подводимой (отводимой) к рабочему телу в каждой ступени, в том числе и из-за увеличения окружных скоростей лопаток.

2.3 Центробежные компрессоры ГТД

Турбомашины, использующие центробежный эффект для повышения давления жидкости и газа, применяются более столетия. Сначала это были гидравлические насосы, вентиляторы и нагнетатели для наддува поршневых двигателей. На одном из первых авиационных ГТД центробежный компрессор использовался в качестве основного агрегата для сжатия воздуха. Использование центробежного эффекта при сжатии позволяет на много больше, чем в осевом компрессоре, увеличить степень повышения полного давления. Однако лобовая производительность, отнесенная к площади РК, в центробежном компрессоре в 2-3 раза меньше, чем в осевом. Это обстоятельство, а также меньший КПД центробежного компрессора по сравнению с осевым, привело к тому, что в современных ГТД с большей производительностью основного агрегата для сжатия воздуха используется многоступенчатый осевой компрессор.

В малоразмерных, в частности, ТВД для вертолетов и легких самолетов требования по производительности не приводят к чрезмерному увеличению габаритных размеров двигателя при использовании в компрессоре центробежных ступеней. В то же время их использование при достигнутом в настоящее время уровне совершенства процесса сжатия в центробежной ступени позволяет существенно сократить число ступеней компрессора. Так, например, в осевых компрессорах малоразмерных двигателей фирмы "Дженерал Электрик" Т-58 и Т-64 при степени повышения полного давления $\pi_k^* = 8$ и 15 соответственно при использовании только осевых ступеней их число составляет 10 и 14. Дальнейшее развитие двигателей этого класса фирмы "Дженерал Электрик" (двигатель Т-700, проект Т-XXX) идет по пути увеличения степени повышения полного давления $\pi_k^* = 16...17$ (Т-700) и $\pi_k^* = 20$ (Т-XXX) в одновальной схеме. Несмотря на существенное повышение π_k^* , что является одной из главных тенденция развития двигателей, число ступеней в компрессоре существенно сокращено в связи с применением вместо осевого компрессора осецентробежного (пять осевых и одна центробежная ступень в двигателе Т-700 и три осевых и одна центробежная в проекте двигателя Т-XXX). В новом ТВД фирмы "Пратт-Уитни Эркафт оф Канада" (РТ7А-1) при суммарной степени повышения полного давления $\pi_k^* = 15$ в двухвальной схеме также используется осецентробежный компрессор. Следует отметить, что центробежные ступени применяются не только в системе осецентробежного компрессора, но и самостоятельно. Так, фирма "Солар" работает над однокаскадным двухступенчатым центробежным компрессором при суммарной степени повышения полного давления $\pi_k^* = 14$ с малым расходом воздуха $G_v = 0.9 \text{ кг/с}$. Центробежные ступени с реактивными РК спроектированы на $\pi_k^* = 4.8$ в 1-ой и $\pi_k^* = 3$ во 2-ой ступенях и позволяют обеспечить сравнительно

высокий КПД компрессора $\eta_k^* = 0.8$

В последнее время рассматривается применение центробежных ступеней и в полноразмерных двигателях. Так, в американских проектах в двухконтурных двигателях с малой степенью двухконтурности, у которых степень повышения полного давления в каскаде высокого давления $\pi_{k.vd}^* = 6...8$ (при общей степени повышения полного давления $\pi_{k\sum}^* = 25$, предлагается вместо десятиступенчатого осевого компрессора использовать одноступенчатый центробежный. Очевидно, что такая замена станет возможной тогда, когда КПД ступени центробежного компрессора при $\pi_k^* = 6...8$ достигнет уровня $\eta_k^* = 0.82...0.83$, т.е. сравняется примерно с достигнутым в настоящее время уровнем КПД многоступенчатого осевого компрессора. При малых массовых расходах КПД осевого компрессора и размеры его лопаток становятся малыми. Возникают трудности с точным изготовлением малых лопаточных венцов и преимуществами с точки зрения относительной простоты и стоимости обладают уже центробежные компрессоры.

В радиальном компрессоре поток поступает в рабочее колесо, двигаясь параллельно оси, поворачивается в нем на 90 градусов и выходит из колеса перпендикулярно оси ротора.

По конструктивному исполнению компрессоры бывают: одностороннего (рис. 2.19, а) и двухстороннего (рис. 2.19, б) входа; одноступенчатые (рис. 2.19, а,б) и многоступенчатые (рис. 2.19, в) [4].

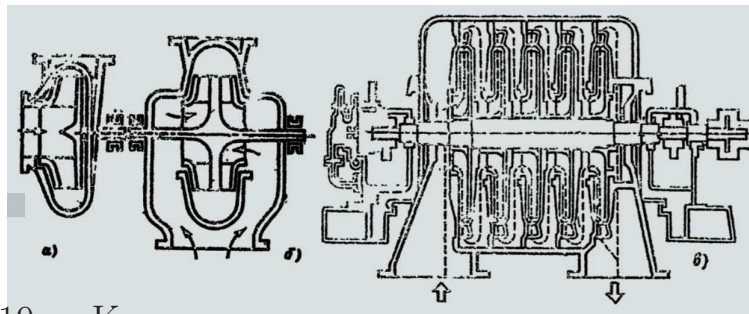


Рисунок 2.19 – Конструктивные схемы лопастных центробежных компрессоров: а - одностороннего входа; б - двухстороннего входа; в - многоступенчатый

Несмотря на разнообразие конструктивных схем и исполнении, ступень компрессора состоит из ряда сходных по назначению элементов (рис. 2.20) [4].

Газ к рабочему колесу подводится с помощью подводящего устройства (подвода) 1, 7, конструктивное исполнение которого зависит от схемы компрессора.

Рабочее колесо 2 центробежного компрессора (рис. 2.20, а,б) состоит из ведущего (основного) и ведомого (покрывающего) дисков, между которыми имеются профилированные лопатки. Получив приращение энергии

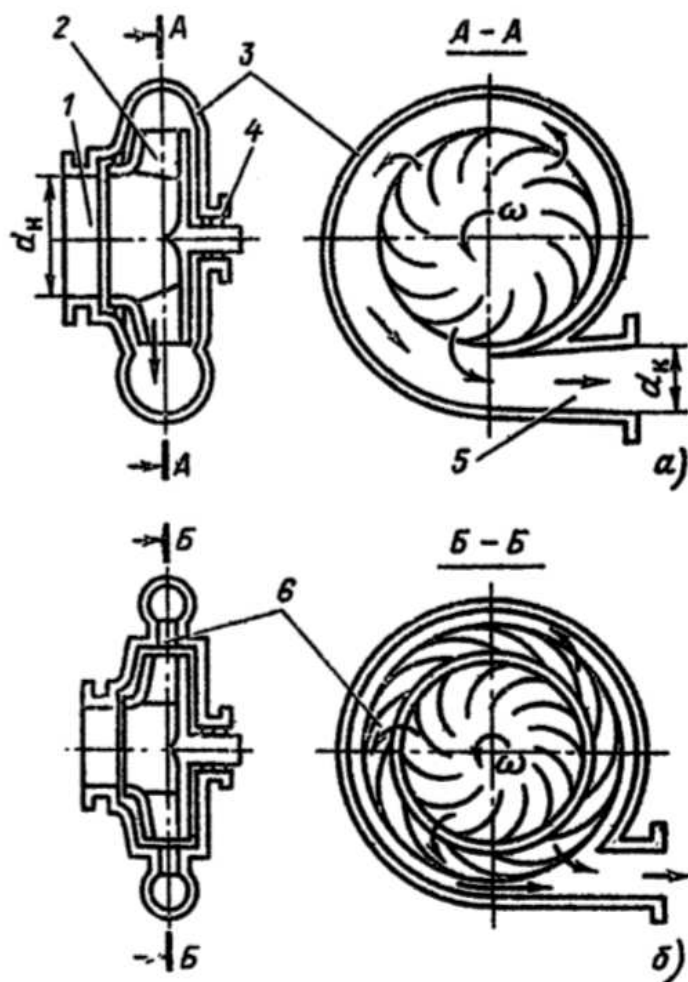


Рисунок 2.20 – Конструктивные схемы лопастных центробежных компрессоров: а - радиальный со спиральным отводом; б - радиальный с лопаточным отводом

в рабочем колесе, газ поступает в отводящее устройство и направляется в нагнетательный патрубок 5 или к последующей ступени компрессора. Для центробежных компрессоров отводящее устройство (отвод) может выполняться в виде спиральной камеры 3, безлопаточного кольцевого диффузора или лопаточного отвода 6. В местах выхода вала из корпуса предусмотрены концевые уплотнения.

2.3.1 Конструктивное исполнение основных элементов центробежного компрессора

Проточная часть компрессора состоит из двух основных элементов: вращающихся каналов рабочего колеса, неподвижных каналов подводящего и отводящего устройств, переводных каналов и выходных устройств.

Элементы проточной части имеют различное конструктивное исполнение и выполняют разные функции.

Подводящее устройство

Основное назначение подводящего устройства к первой ступени компрессора - организация подвода газа к рабочему колесу с минимальными потерями, определенным направлением потока с равномерным распределением скоростей на входе в рабочее колесо. Для этого применяют специальную форму подвода; иногда перед рабочим колесом устанавливают поворотные статорные лопатки. Скорость в подводе не должна превышать 30-35 м/с.

Наиболее простым подводящим устройством, широко используемым в одноступенчатых центробежных и многоступенчатых осевых компрессорах является подвод в виде патрубка, направленного по оси ротора (осевой подвод - рис. 2.20 позиции 1). Для уменьшения потерь входная часть патрубка может быть закруглена; для обеспечения равномерности распределения скоростей патрубки иногда выполняются конфузорными с углом 10-15°.

Наряду с осевыми подводами применяются разные типы боковых подводов (рис. 2.21) [4].

Простейшими разновидностями боковых подводов являются угловые ($0 < \delta \leq 90$ градусов) колено (рис. 2.21, а) и колено с направляющими лопатками (рис. 2.21, б).

Кольцевой подвод (рис. 2.21, в) представляет собой кольцевую камеру, сопрягающуюся с входным патрубком. Кольцевой подвод не обеспечивает хорошей равномерности распределения скоростей на входе в рабочее колесо. Газ поступает в рабочее колесо в радиальном направлении ($c_{1u} \approx 0$). Для уменьшения неравномерности распределения скоростей в подводящей камере может быть выполнено разделяющее ребро.

Полуспиральный подвод (рис. 2.21, г) обеспечивает более равномерное распределение скоростей. Часть газа из входного патрубка подводится непосредственно к рабочему колесу. Другая часть движется по камере, стенка которой Oa очерчена по спирали. В двухзаходном полуспиральном подводе угол охвата спирали составляет 90 градусов. Применяются и однозаходные полуспиральные подводы с углом охвата 180 градусов.

Полуспиральные подводы создают закрутку газа перед входом в рабочее колесо ($c_{1u} \neq 0$) по направлению вращения ротора. Для обеспечения более равномерного распределения скоростей площадь живого сечения а-а подвода выполняется примерно на 50 процентов больше площади проходного сечения патрубка. Для обеспечения требуемого направления потока в проточной полости кольцевого и полуспирального подводов также могут выполняться неподвижные направляющие лопатки.

В некоторых конструкциях лопастных компрессоров за подводящим устройством для обеспечения требуемой закрутки потока на входе в рабочее колесо устанавливается входной направляющий аппарат. Одна из кон-

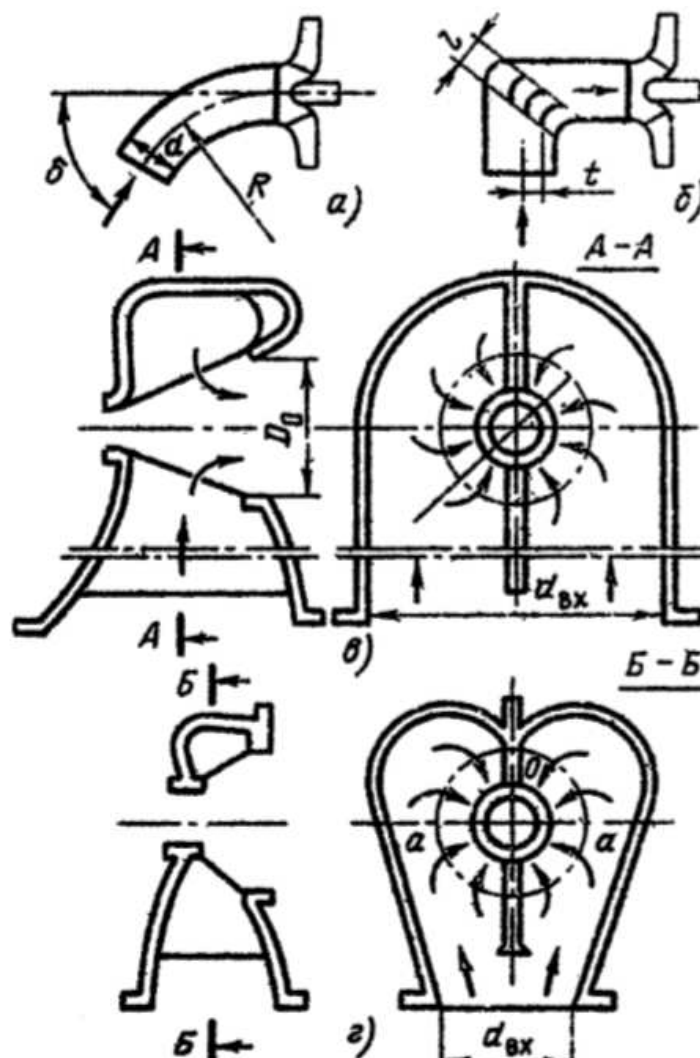


Рисунок 2.21 – Боковые подводы компрессоров: а - угловое колено; б - колено с направляющими лопатками; в - кольцевой подвод; г - двухзаходный полуспиральный подвод

струкций такого аппарата показана на рис. 2.22 [4].

конструктивно входной направляющий аппарат представляет собой обойму 1, в которой установлены поворотные лопатки 4. Поворот лопаток осуществляется через шестерни 2 от зубчатого венца 3.

Рабочее колесо

Рабочее колесо является тем элементом проточной части, в котором происходит преобразование механической энергии привода в энергию перекачиваемого газа. Это налагает особые требования к совершенству проточной части, точности изготовления, качеству поверхности.

Конструктивное исполнение рабочих колес центробежных компрессоров различно (рис. 2.23) [4].

Рабочее колесо закрытого типа (рис. 2.23, а,г) состоит из основного 3 и покрывающего (переднего) 1 дисков, между которыми располагаются

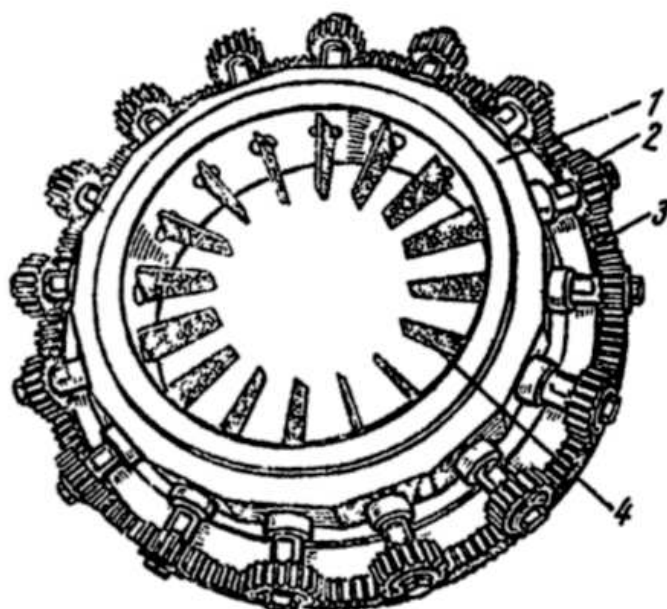


Рисунок 2.22 – Входной направляющий аппарат

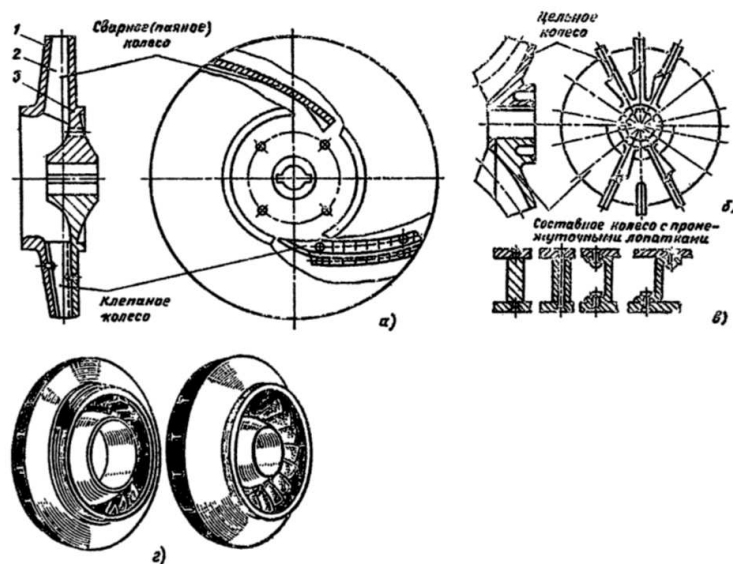


Рисунок 2.23 – Рабочее колесо центробежных компрессоров: а - закрытого типа; б - полуоткрытого типа; в - способы клепки лопастей; г - общий вид закрытого колеса с пространственными лопастями

профилированные лопасти 2, образующие круговую решетку. Диски выполняются из поковок либо штампуются. Кованные диски применяются при окружных скоростях на выходе рабочего колеса $u_2 > 200 \text{ м/с}$; при $u_2 < 200 \text{ м/с}$ ведущий диск выполняют цельнокованым, а ведомый - штампованным. Соединение отштампованных лопастей с дисками может осуществляться с помощью заклепок, сварки, пайки. Лопасти бывают одинарной кривизны (цилиндрические) или двойной кривизны (пространственные) (рис. 2.23, а,г). В некоторых случаях применяются укороченные (че-

рез одну) промежуточные лопасти для уменьшения стеснения потока при входе на решетку. Клепаное соединение лопастей с дисками осуществляется различными способами (рис. 2.23, в).

При окружных скоростях $u_2 \geq 300 \text{ м/с}$ применяются полуоткрытые рабочие колеса, у которых отсутствует передний покрывающий диск (рис. 2.23, б). Рабочие колеса полуоткрытого типа изготавливают цельными или составными.

Рабочие колеса центробежных компрессоров выполняют с односторонним и двухсторонним входами.

Отводящие устройства

Отводящее устройство лопастного компрессора предназначено для обеспечения осесимметричного потока за рабочим колесом и отвода газа от него; гашение момента скорости $c_u r$ за колесом; преобразование кинетической энергии потока газа в энергию давления.

В одноступенчатых компрессорах наибольшее распространение получили спиральные отводы (СО), в многоступенчатых - лопаточные отводы (ЛО) и составные отводы (ЛО+КД или ЛО+СО). В зависимости от аэродинамических качеств и конструктивного исполнения ступени тот или иной тип отвода имеет свои преимущества и недостатки.

Схемы наиболее распространенных типов отводящих устройств центробежных компрессоров приведены на рис. 2.24 [4].

Спиральный отвод (рис. 2.24, а) представляет собой канал с возрастающей площадью живого сечения в направлении вращения рабочего колеса.

На участке спирали а-б происходит отвод потока от рабочего колеса, на участке б-в - преобразование кинетической энергии потока в энергию давления. Форма радиальных сечений спирали в плоскости, содержащей ось машины, чаще всего выполняется в виде круга; встречаются также трапециевидные и прямоугольные формы. Для уменьшения влияния радиальных сил на подшипниках компрессора применяют многоканальные спиральные отводы (рис. 2.24, б). Такие отводы применяются обычно для концевых ступеней компрессоров.

Другим типом отвода служит безлопаточный кольцевой диффузор. На (рис. 2.24, в) показан отвод, состоящий из двух элементов: кольцевого диффузора с плоскими стенками (а-б') и кольцевой камеры круглого сечения, сопрягающейся с нагнетательным патрубком.

Площадь цилиндрических сечений диффузора увеличивается по радиусу, вызывая тем самым замедление потока и преобразование кинетической энергии в энергию давления. Кольцевая камера служит для отвода потока от диффузора. Дополнительное преобразование кинетической энергии в энергию давления может осуществляться также в диффузорном

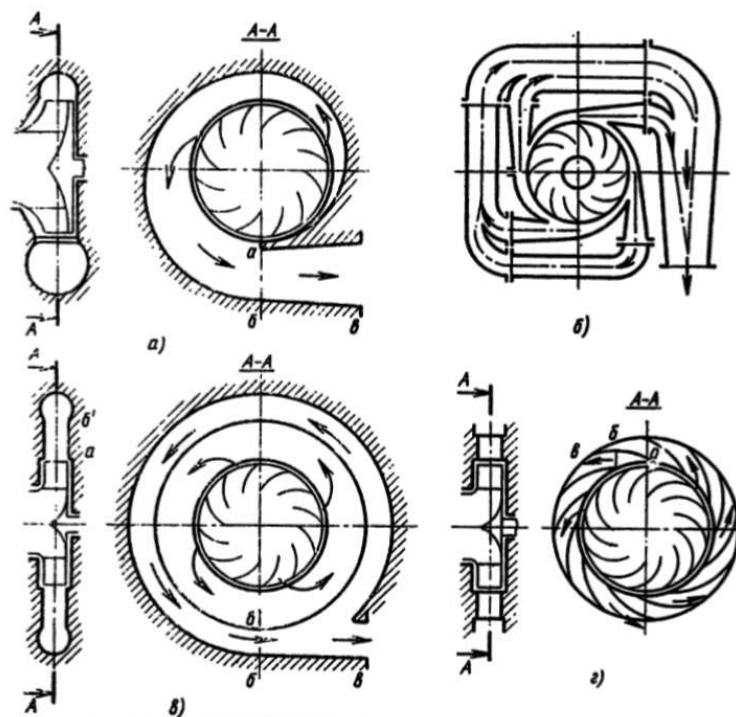


Рисунок 2.24 – Типы отводов центробежных компрессоров: а - спиральный отвод; б - многоканальный спиральный отвод; в - безлопачточный кольцевой диффузор; г - лопаточный диффузор

нагнетательном патрубке (участок б-в), который обычно в таких отводах выполняется коротким с малым углом раскрытия.

Распространенным, особенно в многоступенчатых компрессорах, типом отвода является лопаточный диффузор (рис. 2.24, г), который представляет собой круговую решетку профилированных лопаток, расположенную за рабочем колесом. Две соседние лопатки образуют межлопаточный канал отвода, состоящий из спирального участка (а-б) и диффузора (б-в). Таким образом, лопаточный диффузор можно рассматривать как многоканальный спиральный отвод. Лопаточный отвод обеспечивает уравнивание радиальных газодинамических сил, действующих на ротор компрессора. Лопатки диффузора могут быть неподвижными и поворотными. Неподвижные лопатки либо привариваются к диску, либо выфрезеровываются из поковки.

Обратные направляющие аппараты и переводные каналы

В многоступенчатых центробежных компрессорах газ необходимо подвести к следующей ступени, обеспечив определенные энергетические и кинематические условия на входе в рабочее колесо. Эти функции выполняет обратный направляющий аппарат, который по назначению представляет собой подводящее устройство для промежуточных ступеней многоступенчатого компрессора.

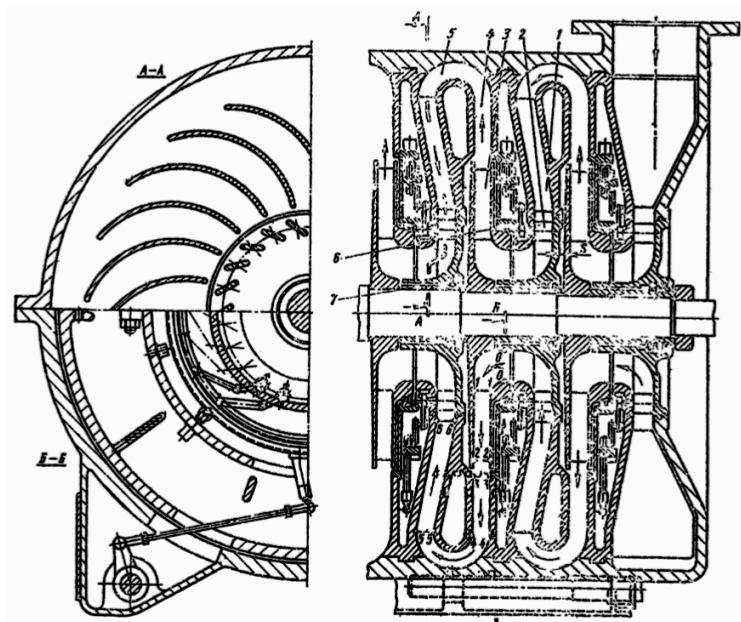


Рисунок 2.26 – Схема конструкции трехступенчатого центробежного компрессора

типа установлено на валу по неподвижной посадке. После колеса газ поступает в безлопаточный кольцевой диффузор 4, затем по переводному каналу 5 направляется в обратный направляющий аппарат последующей ступени. Для уменьшения перетечек газа между вращающимся колесом и неподвижными статорными деталями предусмотрены переднее 6 и межступенное 7 уплотнение лабиринтного типа. Через уплотнения рабочего колеса протекает определенное количество газа (q_1 - через переднее и q_2 - через промежуточное уплотнение), которое оказывает влияние на объемный КПД ступени и на характер движения газа в пространстве между рабочим колесом и корпусом, что, в свою очередь, влияет на энергетические характеристики ступени.

Элементы ступени условно разграничивают контрольными сечениями, газодинамические параметры потока в которых характеризуют процессы протекания газа в проточной части ступени.

Радиальное сечение 0-0 во входной воронке рабочего колеса определяет параметры потока при поступлении в рабочее колесо. Сечение 1-1 соответствует входу потока на лопатки и выбирается в непосредственной близости параллельно входной кромки лопасти. Сечение 2-2 располагается параллельно оси вращения ротора по ширине рабочего колеса непосредственно за выходной кромкой лопатки. Параллельные оси вращения ротора сечения 3-3 и 4-4 соответствует входному и выходному сечениями отвода, а сечение 5-5 и 6-6 - входу и выходу в каналы обратного направляющего аппарата. Индексы сечений присваиваются геометрическим, термодинамическим и газодинамическим параметров элементов проточной части.

Как уже упоминалось, к достоинству центробежных компрессоров от-

носятся сравнительно высокие степени повышения давления в одной ступени ($\pi_k^* = 5 \dots 6$ при $u_k = 450 - 500$ м/с), относительная простота конструкции, определяемая существенно меньшим числом деталей, более благоприятная характеристика и меньшая чувствительность к условиям эксплуатации, чем у осевых.

Правда, недостатком центробежных компрессоров является пониженная лобовая производительность, так как сечение входа воздуха занимает лишь незначительную часть миделя компрессора (особенно у рабочих колес с односторонним входом). Более затруднительно создание многоступенчатой конструкции, так как после выхода из ступени воздух может попасть на вход в следующую ступень с помощью обратного канала сложной петлеобразной формы.

2.3.2 Особенности рабочего процесса центробежного компрессора

Рассмотрим i - S диаграмму процесса сжатия в центробежном компрессоре (рис. 2.27) [8]. Параметры потока p , T , i на входе в рабочее колесо характеризуются точкой 1. Точки 1^* и 1_w^* обозначают восстановление энергии абсолютной $\frac{c_1^2}{2}$ и относительной $\frac{w_1^2}{2}$ скоростей, которые определяют полные давления и температуру торможения в абсолютном и относительном движениях на входе в РК. Величины теплосодержаний i_{1w}^* и i_{2w}^* связаны между собой следующим соотношением

$$i_{2w}^* = i_{1w}^* + (u_2^2 - u_1^2)/2 \quad (2.14)$$

В относительном движении изменение скоростей потока соответствует $p_2 > p_1$, $w_2 < w_1$ в рабочем колесе центробежного компрессора, из-за чего осуществляется диффузорное течение, как и в других типах компрессоров.

Параметры потока в точке 2_w^* определяются, если известны потери, возникающие в рабочем колесе. А зная величину скорости w_2 , можно определить точку 2, характеризующую статические параметры потока за РК. Если бы, процесс в РК происходил без потерь, то состояние потока характеризовалось точкой 2_s . В выходном сечении РК угол выхода потока в относительном движении β_2 меньше конструктивного угла лопатки β_{2l} . Если восстановить из точки 2 конца процесса сжатия в рабочем колесе энергию выходной скорости $\frac{c_2^2}{2}$, то получим точку 2^* , которая определяет энтальпию $i_2^* = i^* + H_T$ (или L_T), где

$$H_T = (w_1^2 - w_2^2)/2 + (u_2^2 - u_1^2)/2 + (c_2^2 - c_1^2)/2 \quad (2.15)$$



КПД рабочего колеса определяется соотношением

54

2.4 Осевой компрессор ГТД

Осевые компрессоры имеют преимущество перед центробежными - более высокие значения КПД, меньшая масса и габариты, примерно равная стоимость изготовления и эксплуатации. В большинстве случаев осевые компрессоры - это многоступенчатые машины, применяемые в энергетической промышленности, в авиационной, криогенной, газовой, химической, металлургической и других отраслях, т.е. там широко распространены газовые турбины.

Современные осевые компрессоры ГТУ имеют степень повышения давления до $\pi_k=25 \dots 35$ и выше. В зависимости от скорости газового потока в рабочих органах различают дозвуковые и сверхзвуковые компрессоры, они могут иметь привод как от турбины, так и от электродвигателя.

2.4.1 Элементы устройства осевого компрессора

Подводящее устройство. Наиболее простым подводящим устройством, широко используемым в осевых компрессорах, является подвод газа в виде патрубка. Для уменьшения потерь энергии вводная часть патрубка закруглена, а его профиль может быть выполнен в виде конфузора с углом $10 \dots 15^\circ$.

Во входной патрубке воздух поступает из атмосферы через аппарат (рис. 2.28) [7], формирующий его поток с лопатками 1, установленными в корпусе 2. Угол наклона направляющих лопаток относительно потока газа регулируется посредством тяг-рычагов 3, соединенных с системой управления расходом газа через компрессор. Далее сформированный поток воздуха подается на рабочее колесо первой ступени компрессора.

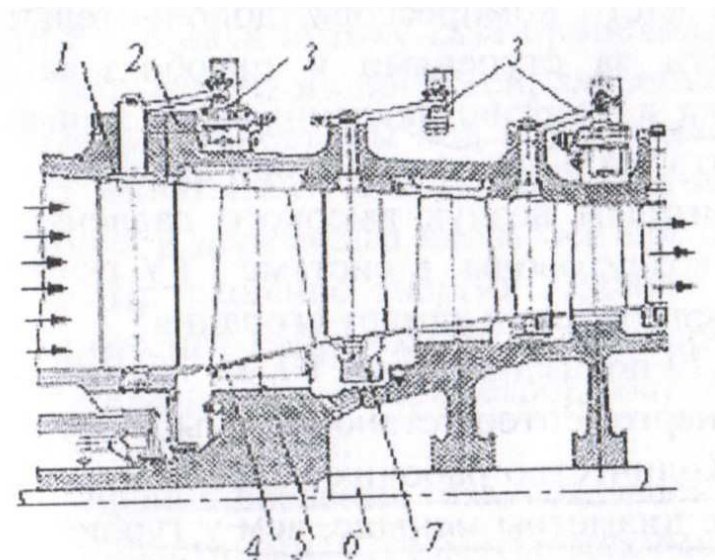


Рисунок 2.28 – Схема осевого компрессора

Рабочее колесо - основной элемент проточной части компрессора, в которой механическая энергия привода (в частности, турбины) преобразуется в энергию потока перекачиваемого газа. Колесо состоит из рабочих лопаток (профилированных лопастей) 4, закрепленных своей корневой частью равномерно по окружности на цилиндрической поверхности барабана 5, составленного из отдельных дисков. Диски устанавливаются на общий вал 6, образуя ротор компрессора, который соединен муфтой с валом привода (турбины). В системе направляющих решеток и дисков рабочих лопаток предусмотрены элементы 7 герметизации ступеней компрессора, предотвращающие перетекание газа из области сжатия в область с низким давлением. Для регулирования расхода газа через компрессор лопатки также могут быть поворотными синхронно с лопастями подводящего устройства.

Выпрямляющий аппарат. Поток воздуха высокого давления захваченный в лопаточном аппарате рабочего колеса компрессора проходит через выпрямляющий аппарат, представляющий собой решетку профилированных лопаток, расположенную за рабочим колесом. Лопатки обычно направлены по радиусу проточной части, могут быть неподвижными или, как и рабочие лопатки, поворотными. В решетке выпрямляющего аппарата гасится вращательный момент скорости потока, создаваемый рабочим колесом, и кинетическая энергия потока преобразуется в энергию давления газа.

Выводное устройство предназначено для отвода потока газа из проточной части компрессора, дополнительного гашения момента скорости за ступенями и преобразования кинетической энергии потока в энергию давления газа. За выводным устройством может быть установлен кольцевой диффузор.

К потребителям воздуха высокого давления поступает через специальные воздухопроводы, в системе ГТУ поток воздуха направляется непосредственно в камеру сгорания.

На рис. 2.29 [7] показана сборка ГТЭ-150 ЛМЗ, установленной на ГРЭС-3 Мосэнерго. Ротор установки объединяет турбину (слева) и компрессор. Количество рабочих колес компрессора больше, а их периферийные диаметры меньше, чем у турбины, проточная часть компрессора сужается, а у турбины расширяется в соответствии с изменением в них параметров газа (воздуха). Вал ротора ГТУ установлен на мощные опорные подшипники скольжения, расположенные вместе с кольцевыми уплотнениями в корпусе агрегата.

Серия рабочих колес компрессора, аналогично турбине, образует вместе с направляющими лопатками, установленными между ними, ступени сжатия воздуха (всего их 17). Многоступенчатая схема устройства проточной части компрессора требуется для реализации повышенного давления

воздуха, подаваемого в камеру сгорания. По мере повышения давления в потоке воздуха средний диаметр его ступеней убывает по определенному закону.

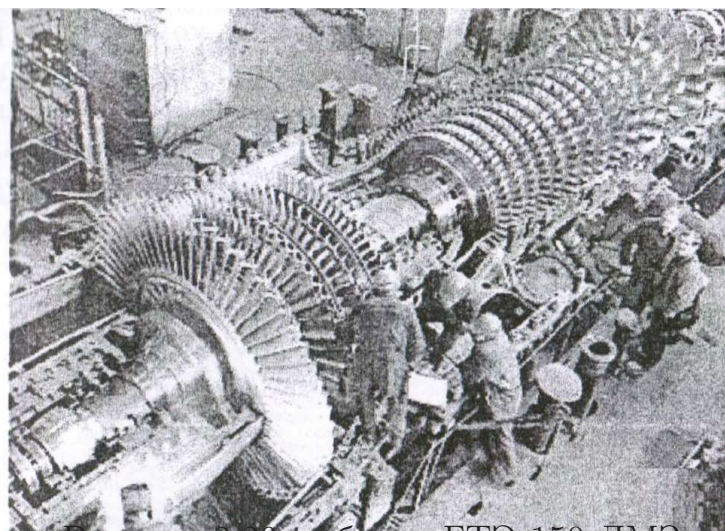


Рисунок 2.29 – сборка ГТЭ-150 ЛМЗ

Работа ступени осевого компрессора. В осевом компрессоре передача энергии с его вала потоку газа происходит при помощи рабочего колеса, состоящего из лопастей, закрепленных на барабане. Так как лопасти установлены под углом в плоскости вращения колеса, то они захватывают и тянут на себя газ, несколько закручивая его, ускоряя и перемещая вдоль оси вращения с определенной скоростью. Приращение энергии газового потока в проточной части компрессора сопровождается одновременным изменением всех термодинамических параметров состояния газа - давления, температуры и плотности.

Величина повышения давления газа, создаваемая одним колесом, ограничена скоростными и геометрическими факторами. В современных осевых компрессорах энергетических установок применяются очень высокие числа оборотов вала, дающие окружные скорости на концах лопастей до 400 м/с. Но даже это во многих случаях не обеспечивает получения требуемого давления. Повышение давления в одной ступени обычно невелико, степень сжатия газа в ступени $\pi_{ст}$ (отношение конечного давления к начальному) составляет всего $\pi_k = 1.05 \dots 1.35$, и поэтому применяют многоступенчатое сжатие газа. Количество ступеней давления в осевых компрессорах достигает 20.

Работа всех элементов проточной части компрессора взаимосвязана. В общем случае степень компрессора включает в себя рабочее колесо и установленный непосредственно за ним выпрямляющий аппарат. Ступень состоит из рабочего лопаточного аппарата и следующего за ним неподвижного направляющего аппарата. К рабочему колесу подводится механическая работа, которая с помощью лопаток преобразуется в кинетическую

энергию потока газа. В направляющем аппарате в общем случае происходят лишь преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления газа (или без такого преобразования) и изменение направления потока для его подвода к следующей ступени.

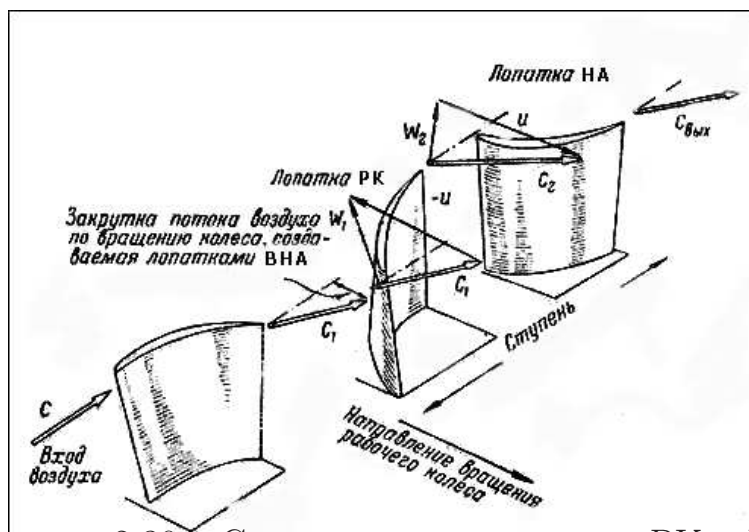


Рисунок 2.30 – Схема течения воздуха в РК и НА

В канал между лопатками рабочего колеса газ перемещается в двух направлениях: вращается вместе с колесом с окружной скоростью u и движется вдоль поверхности лопаток с относительной скоростью w . В результате поток газа с заданным массовым расходом перемещается в проточной части компрессора вдоль его оси с координатой z (поэтому компрессор и называется осевым).

В соответствии с заданным расходом, по аналогии с рабочим колесом турбины, строят треугольники скоростей потока газа (рис. 2.30) на входе и на выходе с профиля лопатки. При этом выбор расчетного угла β для установки рабочей лопатки относительно плоскости диска рабочего колеса должен обеспечить максимальный напор газа при его минимальной потере на профиле лопатки. Наибольший интерес представляет режим работы решетки лопаток рабочего колеса, когда достигается наибольший угол разворота потока в канале, а коэффициент ее профильного сопротивления еще не велик. Это достигается уменьшением до определенных пределов относительного шага решетки Δ/b , где b - ширина лопатки.

Типичные формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора в меридиональной плоскости показаны на рис. 2.31 [12]. Наиболее распространен тип "а" при условии $D_H = \text{const}$. В этом случае окружные скорости на периферии во всех ступенях имеют постоянные значения, а соответствующие скорости на среднем диаметре возрастают от первой к последней ступени. Это позволяет увеличивать напор в последующих ступенях после первой, что ведет к сокращению числа ступеней. При высоких степенях повышения давления и, в первую очередь, при небольших расхо-

дах газа лопатки последних ступеней могут иметь малую относительную длину, в связи с чем ухудшается экономичность компрессора.

Изготовление корпуса компрессоров с проточной частью типа "а" несколько упрощается. При проточной части типа "б" и $D_{\text{в}} = \text{const}$ окружная скорость на среднем диаметре ступеней уменьшается по ходу газа, а длина лопаток последних ступеней получаются наибольшими.

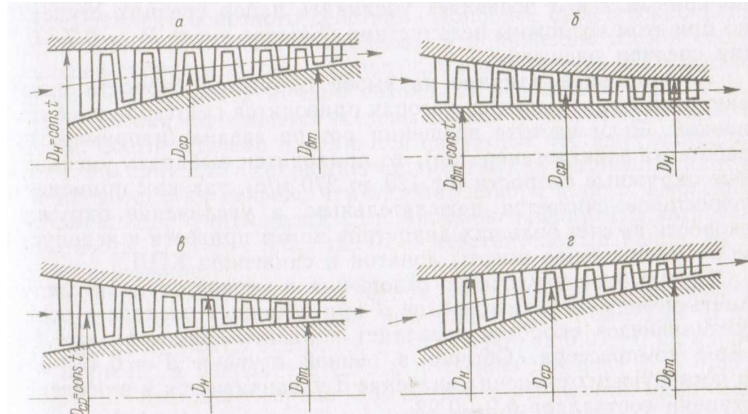


Рисунок 2.31 – Квалификация проточной части осевого компрессора

Такие компрессоры имеют увеличенное число ступеней. Изготовление ротора в этом случае упрощается.

Проточная часть типа "в" по степени ее распространенности в компрессорах занимает промежуточное положение между типами "а" и "б" из-за большей сложности конструкции ротора и статора.

В компрессорах с проточной частью "г" все характерные диаметры возрастают от первой ступени к последней, что позволяет получить высоконапорные ступени. Однако сильное увеличение окружной скорости нежелательно по газодинамическим соображениям и особенно с позиции прочности. В последнее время проточную часть типа "г" практически не применяют.

При выборе типа проточной части компрессора следует учитывать компоновку всей ГТУ. Ступени осевого компрессора принято классифицировать, как и в турбинах, по коэффициенту реактивности. В чисто активной ступени давление газа возрастает в результате преобразования кинетической энергии потока только в рабочих каналах, а направляющие устройства служат только для изменения направления потока, подготавливая его для взаимодействия со следующим рабочим колесом. В частично реактивных ступенях преобразование кинетической энергии в давление происходит как в рабочих, так и в направляющих каналах. Коэффициент реактивности ступеней назначается в пределах 0.4...1.0.

2.4.2 Работа на привод осевого компрессора

Реальный процесс сжатия газа в ступени осевого компрессора удобнее анализировать на термодинамической h,s - диаграмме состояния газа (рис. 2.32) [7]. В точке 1 параметры являются исходными и характеризуют состояние газа на входе в систему лопаток рабочего колеса (параметры воздуха в окружающей среде или во впускном коллекторе). Одним из основных параметров компрессора, учитываемых при его проектировании, является степень повышения давления $\pi = p_2/p_1$ - отношение давления за компрессором (или за его ступенью) к давлению на его входе (параметры с индексами 2 и 1 соответственно).

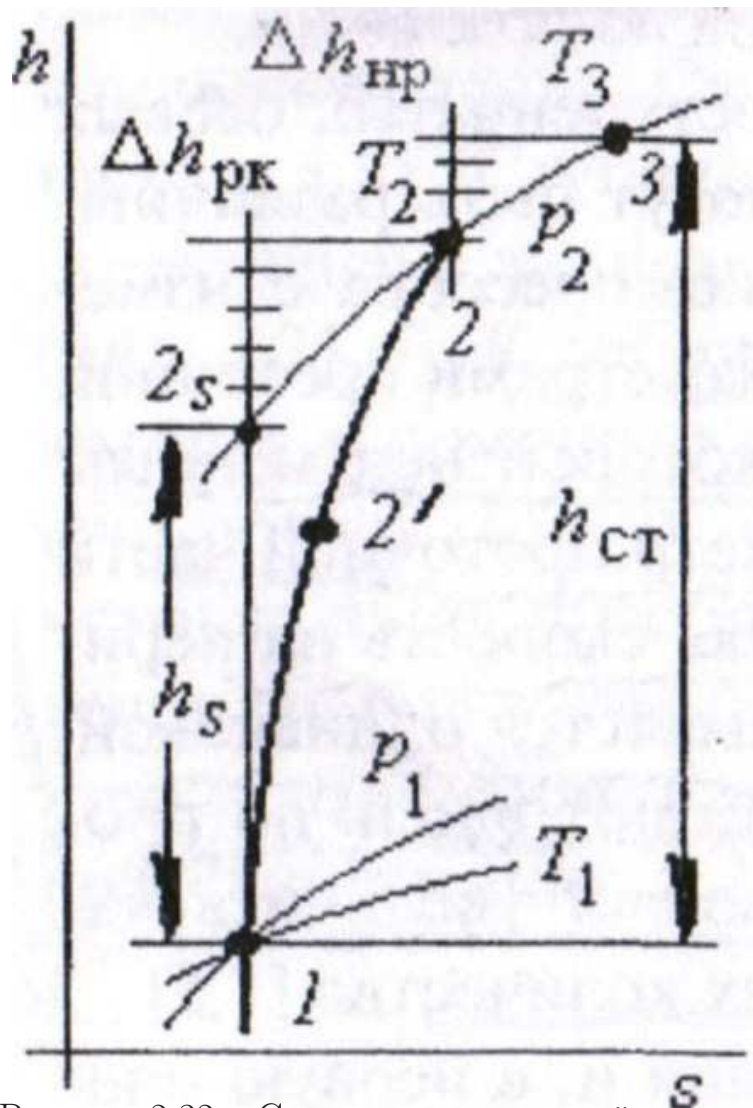


Рисунок 2.32 – Схема сжатия в одной ступени

При изоэнтропическом сжатии газа в компрессоре работа на его привод определяется из уравнения сохранения энергии так называемым тепловым напором на ступень, где с учетом реальных процессов показатель адиабаты k может быть заменен на показатель политропы n . Обычно для воздуха $n=1.45 \dots 1.52$.

$$l_{ks} = h_s = (h_2 - h_1) = \frac{k}{(k-1)} RT_1 \cdot (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (2.17)$$

На h,s -диаграмме вертикальный отрезок h_s соответствует адиабатному процессу сжатия газа на заданную величину π (точка 2s). Однако для анализа реального процесса сжатия газа следует учесть и потери энергии $\Delta h_{\text{рк}}$ (или потери работы на привод компрессора) за счет взаимодействия потока со стенками лопаточного канала (потери на входе и выходе, вызванные завихрениями потока, а также потери трения на поверхности канала и внутреннюю вязкость в потоке). Все эти потери, рассчитанные, как правило, с учетом опыта проектирования и экспериментальных исследований, откладывают на вертикали адиабаты. Таким образом, параметры газа на выходе из лопаток рабочего колеса компрессора, определяемые с учетом реальных процессов, будут соответствовать точке 2.

Далее, для определения параметров газа на выходе из ступени компрессора и работы, необходимой на ее привод, на вертикали, выходящей из точки 2, откладывают отрезками все составляющие потерь энергии потока в канале направляющей решетки $\Delta h_{\text{нр}}$ с учетом потерь на трения газа при его переходе с лопаток рабочего колеса на лопатки решетки. Как правило, эти потери довольно слабо влияют на снижение давления, так как оно покрывается существенным повышением температуры газа. Следовательно, параметры газа на выходе из ступени компрессора (или из компрессора) соответствуют на h,s -диаграмме точке 3, а работа на привод ступени компрессора - отрезку $h_{\text{ст}}$.

В одной дозвуковой ступени степень повышения давления, как было указано, не превышает 1.2-1.3, что во много раз ниже степеней повышения давления в газотурбинных установках. Поэтому для получения требуемой степени повышения давления используют многоступенчатый осевой компрессор, состоящий из 5-20 и более последовательно расположенных ступеней.

Процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре показан на рис. 2.33 [12].

Степенью повышения давления многоступенчатого компрессора называется отношение давления на выходе из компрессора к давлению перед входом в компрессор:

по статическим давлениям $\pi_k = p_k / p_{\text{н}}$;

по полным давлениям $\pi_k^* = p_k^* / p_{\text{н}}^*$.

Изоэнтروпийный напор компрессора:

$$H_{\text{из}} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{н}} (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (2.18)$$

Изоэнтропийный КПД компрессора:

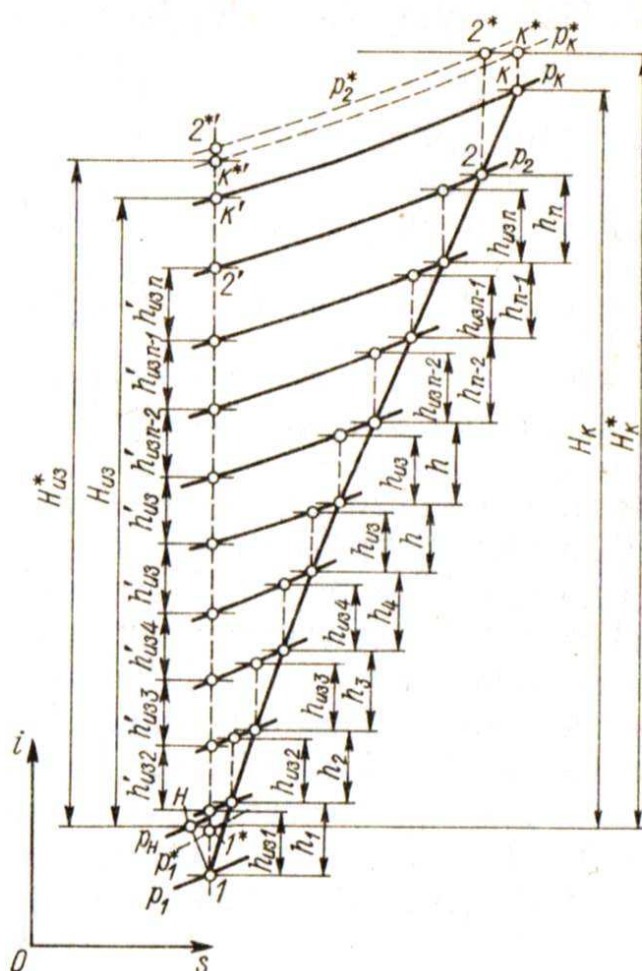


Рисунок 2.33 – Процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре в i-S диаграмме

$$\eta_{из. к} = H_{из} / H_{к} \quad (2.19)$$

где $H_{к}$ - теоретический напор или полная работа, затрачиваемая на сжатие.

Изоэнтروпийный напор или изоэнтروпийная работа сжатия в полных параметрах потока:

$$H_{из}^* = \frac{k}{k-1} RT_n^* (\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (2.20)$$

Из этих формул можно сделать вывод, что меньший изоэнтропийный напор в проточной части по сравнению с суммой изоэнтропийных напоров отдельных ступеней приводит к соответствующему снижению изоэнтропийного КПД компрессора.

По проточной части компрессора изменяются параметры потока при его сжатии, из-за чего возникают неодинаковые условия работы каждой ступени. В первой ступени длина лопаток наибольшая, так как она находится в наиболее тяжелых условиях, где скорость звука имеет наименьшее

значение, а объемный расход наибольший. Ввиду этого первую ступень нагружают меньше остальных ступеней. Последние ступени работают при пониженных объемной производительности и числе M . Из-за этого длина лопаток последней ступени осевого компрессора может быть нежелательно мала. Как первые, так и последние ступени работают в широком диапазоне изменения коэффициентов расхода.

Средние ступени осевого компрессора находятся в наиболее благоприятных условиях по сравнению с первой и последней ступени, что позволяет назначать в них повышенные напоры.

2.4.3 Элементарная ступень осевого компрессора и кинематика потока

Как нам известно, элементарная ступень осевого компрессора состоит из рабочего колеса (РК) и следующего за ним неподвижного направляющего аппарата (НА). Рассмотрим подробнее схему элементарной ступени осевого компрессора и кинематику потока в нем (рис. 2.34 [12]). Справа на рис. 2.34 изображено цилиндрическое сечение ступени, развернутое на плоскость, - две плоские решетки.

В каналах рабочего колеса газа перемещается в двух направлениях: вращается вместе с рабочим колесом с окружной (переносной) скоростью и движется относительно лопаток от сечения 1-1 к сечению 2-2 с относительной скоростью.

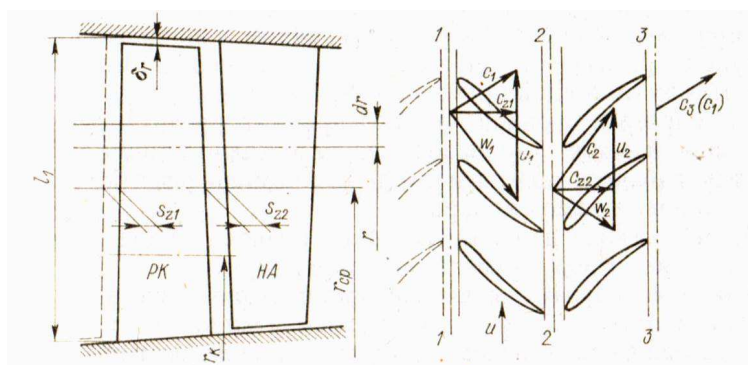


Рисунок 2.34 – Схема ступени осевого компрессора и кинематика потока в ступени l_1 - высота входного сечения в ступень; r_k , r_{cp} - корневой и средний радиусы ступени; δ_r - радиальный зазор

На практике используют обычно совмещенное изображение треугольников скоростей (рис. 2.35) [8].

где c_2 и c_2 - абсолютные скорости потока газа и их векторы, w_1 и w_2 - скорости, относительные к поверхности лопатки, u - окружная скорость вращения ротора на среднем меридиональном диаметре ступени, c_z и c_u - геометрические проекции скоростей на продольную (осевую) координату z

и на направлении u , совпадающее с окружным движением газа в межлопаточной полости ступени компрессора, α_1 и α_2 - углы подачи и схода потока газа по отношению к плоскости рабочего колеса, β_1 и β_2 - углы безударного входа и безотрывного выхода потока в лопаточном канале колеса, индексы 1 и 2 для входа и для выхода соответственно.

Анализ треугольников скоростей на входе-выходе рабочего колеса имеет большое значение при проектировании компрессора.

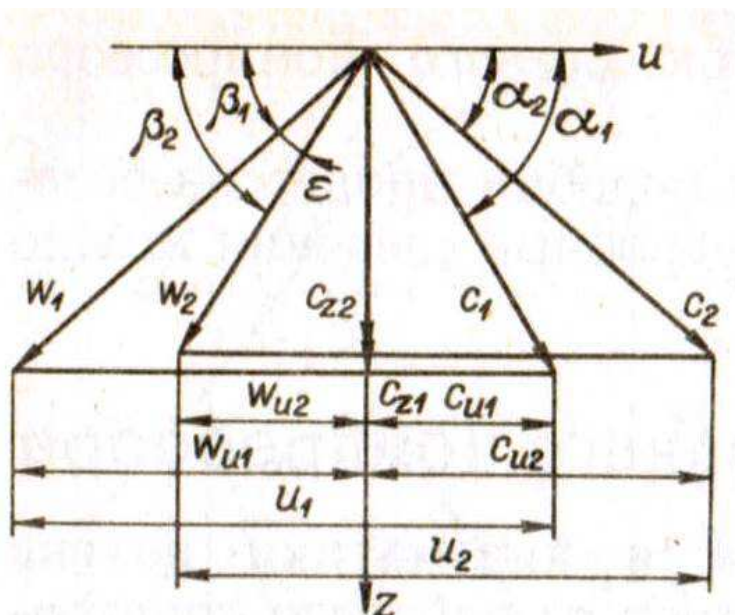


Рисунок 2.35 – Треугольники скоростей в элементарной ступени

Важнейшими составляющими треугольника скоростей, построенного на входе лопатки рабочего колеса, являются величины u и c_{z1} , определяющие, как это будет показано, основные энергетические параметры компрессора - работу на его привод и массовый расход газа.

Теоретический напор на ступень. Теоретическим напором ступени h_T считается энергия, сообщаемая единице массы газа на рабочем колесе ступени. Величину h_T принято определять по формуле Эйлера:

$$h_T = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (2.21)$$

где c_u - составляющая абсолютной скорости газа в направлении окружного движения, в плоскости рабочего колеса компрессора на его входе и выходе, а ввиду малого изменения величины окружной скорости лопатки можно положить $u_1 = u_2 = u$.

Исходя из треугольников скоростей газа $(c_{u2} - c_{u1}) = (w_{u2} - w_{u1})$, где $w_u = c_z \cdot \operatorname{ctg} \beta$, т.е. теоретический напор можно выразить через величину осевой скорости c_{z1} и c_{z2} с использованием углов β_1 и β_2 , назначаемых при профилировании контура лопатки из условия безударного входа и гладкого, безотрывного выхода потока из межлопаточного канала. По условиям

работы можно с уверенностью предположить, что в случае $c_{z1} = c_{z2} = c_z$ и $u_1 = u_2$ формула Эйлера для теплового перепада на ступени приобретает следующий вид:

$$h_T = u c_{z2} \cdot (\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \beta_1) \quad (2.22)$$

Следовательно, уменьшение составляющих скорости газа u и c_z способствует уменьшению работы на привод компрессора, а соотношение углов β_1 и β_2 , определяющих профиль лопатки рабочего колеса на ее передней и задней кромках, должно учитывать это условие. Однако уменьшение c_z влечет за собой уменьшение расхода газа через компрессор, а снижение u за счет увеличения диаметров канала может привести к недопустимому уменьшению высоты лопаток и снижению КПД ГТУ.

Практика проектирования и эксплуатации компрессоров показывает, что тепловой напор в его ступенях следует распределять неравномерно (рис. 2.36) [12].

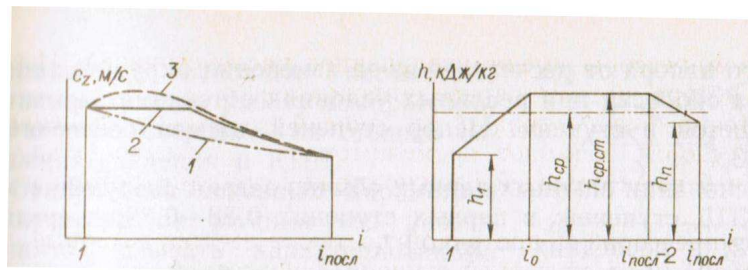


Рисунок 2.36 – Слева показан график распределение осевой скорости на каждой ступени осевого компрессора, а справа распределение теоретического напора

Так, средний тепловой напор ступени высоконапорных компрессоров, состоящий из z ступеней, $h_m = h_k/z$, составляет 20...32 кДж/г. Теоретический напор первой ступени назначают как $h_{t1} = (0.5...0.6)h_m$, в средних ступенях напор достигает максимального значения $h_{max} = (1.15...1.20)h_m$, в последней ступени $h_z = (0.95...1)h_m$ так, чтобы сумма напоров на все ступени равнялась суммарному напору на компрессор.

Обычно теоретический напор в дозвуковых ступенях не превышает 25-38 кДж/кг.

Степень реактивности ступени. Распределение общей работы сжатия газа в ступени компрессора между рабочим колесом $h_{рк}$ и направляющим аппаратом характеризуется степенью реактивности ступени.

$$\theta_k = \frac{h_{рк}}{h_T} \quad (2.23)$$

где h_T - теоретический тепловой напор ступени. Обычно величина степени реактивности ступени изменяется в диапазоне $\theta_k = 0.5...1.0$.

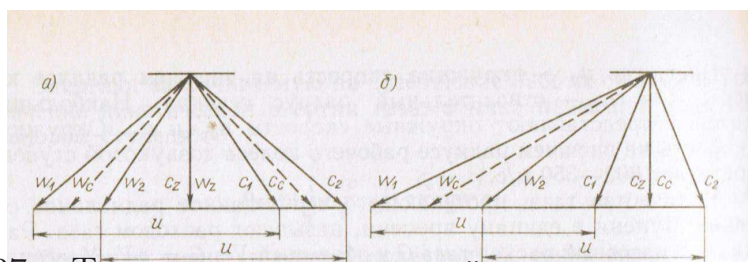


Рисунок 2.37 – Треугольники скоростей при степенях реактивности 0.5 (а) и 1 (б)

На h,s - диаграмме (рис. 2.32) процесс 1-2 сжатия газа в ступени компрессора соответствует условию $\theta_k = 1$, т.е. давление в направляющем аппарате не повышается, а потери энергии в нем предусмотрены изобарным переходом в точку 3. Если ступень характеризуется реактивностью $\theta_k = 0.5$, то в рабочем колесе реализуется процесс повышения давления 1 – 2', далее 2' – 2 - в направляющем аппарате ступени и переход в точку 3 с учетом потерь энергии, не связанных с процессом сжатия газа.

Для высоконапорных компрессоров при больших значениях окружной скорости целесообразно назначать степень реактивности на среднем радиусе $\theta_k = 0.5$. Она может быть принята одинаковой для всех ступеней, либо θ_k повышают для средних и последних ступеней (с третьей - пятой ступени) на 0.02-0.03 в каждой ступени. Это обеспечивает в ступенях с $\theta_k > 0.5$ увеличение коэффициента напора при допустимых числах M . В компрессорах с низконапорными ступенями при пониженных окружных скоростях степень реактивности выбирают более высокой, вплоть до $\theta_k = 1$.

Расход воздуха через компрессор рассчитывается с использованием треугольника скоростей, построенного на его рабочей лопатке, и теоретического напора на его ступень.

Расход газа через компрессор учитывают при проектировании на стадии выбора габаритов его проточной части в выходной ступени. Величина массового расхода газа будет определяться плотностью потока массы ρc_z , направленного вдоль оси компрессора, и поперечным сечением его проточной части на входе в первую ступень:

$$G = \rho c_z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_n^2 - D_b^2) \quad (2.24)$$

где D_n и D_b - наружный и внутренний (втулочный) диаметры канала соответственно. Для характеристики этих размеров канала вводится понятие втулочного отношения $d = \frac{D_b}{D_n}$.

Необходимый (заданный) расход газа через компрессор определяет не только поперечные размер его проточной части, но и величину осевой составляющей скорости прокачки (скорость потока вдоль оси компрессора) c_z . В свою очередь, величина c_z жестко связана условием безударного входа

потока газа на лопатки рабочего колеса со всеми составляющими треугольников скоростей, построенных для входа и выхода со ступени компрессора.

На входе в первую ступень c_{z1} назначают с учетом опыта проектирования. При допустимых числах Маха натекающего в компрессор потока $M < 0.7$ для низконапорных компрессоров $c_{z1} = 100 \dots 130$ м/с и $140 \dots 170$ м/с для высоконапорных.

Необходимая площадь поперечного сечения входа в проточную часть диктует размер (длину) лопаток рабочего колеса. Для увеличения длины лопаток последних ступеней, имеющих минимальный размер в связи с максимальной плотностью сжимаемого газа, целесообразно величину c_z уменьшать вдоль по проточному каналу компрессора. Наиболее распространенный характер уменьшения $c_z(z)$ соответствует линейной зависимости, что составляет $10 \dots 15$ м/с на ступень.

Обычно в первой ступени, поперечные размеры которой максимальны, назначают втулочное отношение $d_1 = 0.46 \dots 0.65$, в промежуточных ступенях это значение увеличивают, так что для последней ступени $d_z = 0.90 \dots 0.92$. При этом относительная длина лопатки первой ступени $l/b = 1.8 \dots 2.2$, в последней ступени $l/b = 1.4 \dots 1.5$, что говорит об увеличении ее ширины.

Значительное влияние на расход газа через компрессор оказывает величина окружной скорости u . Выбор окружной скорости u зависит от назначения компрессора. Если это компрессор в составе ГТУ, то частота вращения ротора задана по условиям на турбине. В этом случае следует учитывать влияние окружной скорости на необходимый тепловой перепад на компрессор (на работу его привода).

2.4.4 Неустойчивые режимы работы многоступенчатого компрессора

Конечно же, действительная структура потока в ступени компрессора весьма сложна. Поток газа, проходящий в межлопаточных каналах реальной ступени осевого компрессора, является трехмерным.

При неустойчивом режиме работы изменяется кинематика потока в ступени компрессора, что приводит к срыву потока и концевым потерям.

Каждая ступень осевого компрессора при постоянных n , p_n , T_n может устойчиво работать в определенном диапазоне изменения расхода газа. При расходе газа ниже определенного предела наблюдается неустойчивая работа ступени.

В результате отрыва потока с выпуклой поверхности профиля при определенных положительных углах атаки появляется неустойчивый режим работы компрессора. При достижении некоторых положительных или отрицательных углов атаки для каждой конкретной решетки происходят

отрывные явления со стороны либо спинки профиля, либо вогнутой поверхности. Наиболее тяжелые последствия вызывают положительные углы атаки, обуславливающие отрыв потока со стороны спинки профиля. Из рис. 2.38 [12] мы видим схему обтекания лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата, из которого следует, что при относительном уменьшении расхода воздуха по сравнению с расчетным (когда коэффициент расхода φ снижается) угол β_1 падает, а угол атаки $i > 0$.

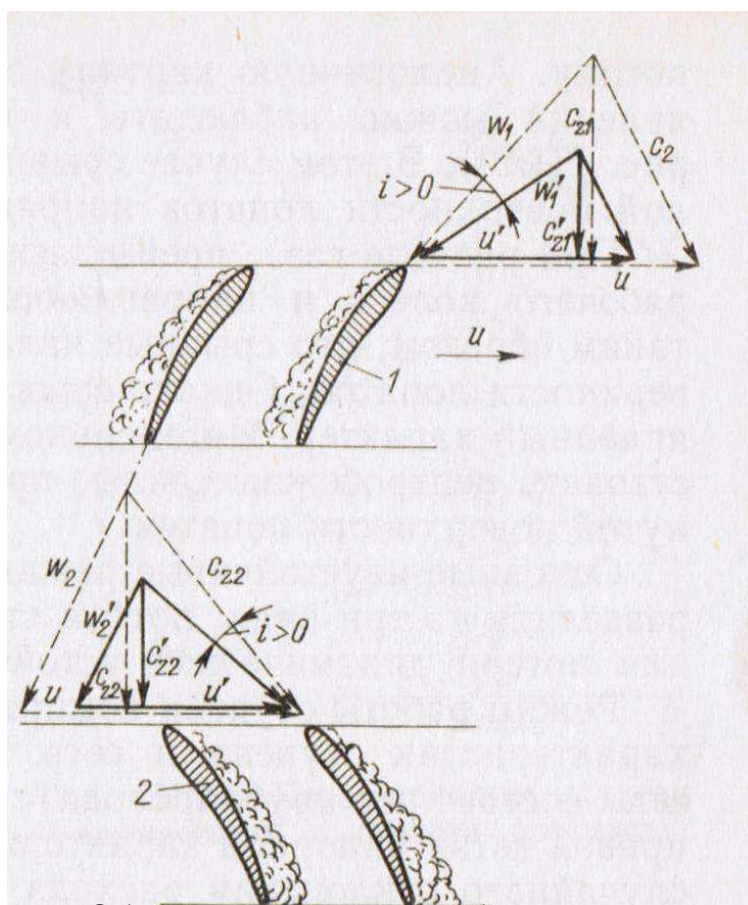


Рисунок 2.38 – Обтекание лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата при расходе воздуха меньше расчетного. Лопатка: 1- рабочего колеса; 2-направляющего аппарата

При этом возникает неблагоприятное обтекание выпуклой поверхности лопаток и сильно развитые срывные явления на этой поверхности. В межлопаточном канале срыв вызывает резкое уменьшение скорости потока и при сильно развитых срывах осевая скорость c_z может стать даже отрицательной, когда газ через зону срыва выбрасывается в направлении, противоположном основному потоку. Аналогичную картину образования и развития срывных явлений можно наблюдать и в направляющем аппарате (рис. 2.36). В этом случае срывные явления возникают на выпуклой поверхности лопаток направляющего аппарата.

При расходе газа, превышающем расчетный, профили лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата будут обтекаться таким образом, что

срывные явления образуются на вогнутой поверхности лопаток. Но этому срыву будут интенсивно препятствовать центробежные силы, прижимающие частицы газа к вогнутой поверхности лопаток.

Для многоступенчатого осевого компрессора нерасчетный режим влечет за собой ряд изменения работы самого компрессора, так его и расходную функциональность.

На основании уравнения сохранения расхода, записанного для первой и последней ступени осевого компрессора (см. рис. 2.28), можно получить выражение

$$\pi_k^{1/n} c_{z2}/c_{z1} = const \quad (2.25)$$

где n - показатель политропы.

Из этого уравнения следует, что изменение π_k обязательно сопровождается изменением отношения осевых составляющих скоростей на входе в первую и последнюю ступени, причем это изменение тем значительнее, чем больше расчетная степень повышения давления в компрессоре. С изменением частоты вращения n ротора изменяется и степень повышения давления π_k , если же $n = const$, то π_k изменяется от температуры воздуха на входе в компрессор.

При снижении n величина π_k уменьшается. Это приводит к увеличению c_{z2}/c_{z1} . Скорость c_{z2} уменьшается медленнее, чем c_{z1} . От изменения $u(n)$ во всех ступенях это приводит к изменениям коэффициента расхода φ в отдельных ступенях, а следовательно, и направления потока на входе в решетки этих ступеней и к отклонению режима их работы от расчетного.

Условия работы наиболее сильно изменяются в первых и последних ступенях и незначительно - в средних ступенях.

При уменьшении $u(n)$ по сравнению с расчетной величиной в первых ступенях $\varphi < \varphi_{расч}$ и углы атаки увеличиваются. При значительном возрастании углов атаки возникает большая вероятность срыва потока на выпуклой поверхности лопаток, что приводит к помпажу в первых ступенях. В последних ступенях $\varphi > \varphi_{расч}$, углы атаки уменьшаются, в связи с чем снижаются напор и КПД последних ступеней.

2.4.5 Расчет и проектирование одновального дозвукового компрессора ТРД

Расчет по данным продувок плоских решеток позволяет приспособить при конструировании каждую ступень к особенностям ее работы в проточной части и обеспечить минимальное число ступеней.

Исходные данные для расчета компрессора:

- 1) Степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 15$;
- 2) Расход воздуха, который обеспечивает двигатель $G_v = 117,278 \text{ кг/с}$;

3) Параметры газа на входе и выходе проточной части компрессора, рассчитанные при изоэнтропическом торможении газа в воздухозаборнике, без учета коэффициента восстановления давления, и заданным давлением перед камерой сгорания.

Расчет параметров газа перед входом и выходом проточной части компрессора, рассчитаны на высоте $H = 14$ км и числом Маха $M_{\Pi} = 1,506$, так как при $M_{\Pi} > 3$ степень повышения давления в воздухозаборнике намного больше, чем в компрессоре, что доказывает не эффективность и нет нужды использования компрессора.

Параметры газа после сжатия воздухозаборника (перед входом в проточную часть компрессора) с учетом коэффициента восстановления давления ($\sigma_{вх}=0.93$):

$$p_{в} = 4,883 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$T_{в} = 314,863 \text{ К};$$

$$R_{в} = 287.3 - \text{газовая постоянная воздуха};$$

$$\rho_{в} = \frac{p_{в}}{T_{в} \cdot R_{в}} = 0,54 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Параметры газа перед камерой сгорания (после выхода из проточной части компрессора):

$$p_{к} = 7,324 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$T_{к} = 732,712 \text{ К};$$

$$\rho_{к} = \frac{p_{к}}{T_{к} \cdot R_{в}} = 3,479 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Оценка габаритных размеров первой (на входе) и последней (на выходе) ступеней в общем случае производят по ряду величин \bar{d} , c_{z1} , $u_{н}$, и при различных формах проточной части.

На входе в первую ступень:

Для высоконапорных компрессоров осевая составляющая скорости $c_{z1} = 140 - 170$ м/с. Для увеличения длины лопаток последних ступеней целесообразно уменьшать величину c_{z1} в направлении от первой к последней ступени. Уменьшение c_{z1} от одной ступени к последующей не превышает 10-15 м/с (на среднем радиусе).

Для первого приближения:

$$c_{z1} = 160 \text{ м/с}.$$

Одним из важных параметров, определяющих напор ступени, является окружная скорость рабочего колеса. Окружная скорость на внешнем радиусе рабочего колеса дозвуковой ступени достигает $u_{н} = 300 - 350$ м/с.

Для первого приближения:

$$u_{н} = 320 \text{ м/с}.$$

При выборе втулочного отношения в первой ступени следует иметь в виду, что уменьшение \bar{d} при заданных расходе и осевой составляющей скорости позволяет понизить диаметральный размеры компрессора. Обычно в первой ступени $\bar{d} = 0.45 - 0.65$. В последующих ступенях значение \bar{d} увеличивается и в последней ступени составляет 0.9-0.92.

Для первого приближения:
 $\bar{d}_{\text{BT}} = 0.5$

$$D_{\text{H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{B}}}{(1 \cdot \rho_{\text{B}} \cdot \pi \cdot (1 - \bar{d}_{\text{BT}}^2) \cdot c_{z1})}} \quad (2.26)$$

Типичные формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора в меридиальной плоскости показаны (рис. 2.31). Наиболее распространен тип "а" при условии $D_{\text{H}} = \text{const}$. В этом случае окружные скорости на периферии во всех ступенях имеют постоянные значения, а соответствующие скорости на среднем диаметре возрастают от первой к последней ступени. Это позволяет увеличивать напор в последующих ступенях после первой, что ведет к сокращению числа ступеней. При высоких степенях повышения давления и, в первую очередь, при небольших расходах газа лопасти последних ступеней могут иметь малую относительную длину, в связи с чем ухудшается экономичность компрессора. Изготовление корпуса компрессоров с проточной частью типа "а" несколько упрощается.

С тем чтобы установить число ступеней, определим изоэнтروпный напор в проточной части компрессора между первой и последней ступени.

$$h_{\text{из}} = \frac{k}{k-1} \cdot R_{\text{B}} \cdot T_{\text{B}} \cdot (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (2.27)$$

$$h_{\text{из}} = 3,697 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Теоретический напор или удельная работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа в проточной части:

$$h_{\text{к}} = \frac{\alpha \cdot h_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}} \quad (2.28)$$

При определении количества ступеней компрессора, α - коэффициент затраты энергии, можно предварительно задать в пределах 1.02-1.04

$\eta_{\text{из}}$ - изоэнтропный КПД проточной части, зададим 0.88 .

$$h_{\text{к}} = 3.347 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}$$

Средний теоретический напор ступени относительно высоконапорных компрессоров стационарных установок составляет 20-32 кДж/кг. Теоретический напор в первой ступени $h_1 = (0.5 - 0.6)h_{\text{ср}}$. В средних ступенях напор достигает максимального значения, на 15-20 % превышающего средний напор, т.е. $h_{\text{max}} = (1.15 - 1.2)h_{\text{ср}}$. В последней ступени $h_{\text{п}} = (0.95 - 1)h_{\text{ср}}$. Сумма напора по всем ступеням, очевидно, должна равняться требуемому напору проточной части.

$$h_{cp} = 3,1 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг}$$

$$h_1 = 1,86 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг} - \text{теоретический напор в первой ступени}$$

$$h_{max} = 3,565 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг} - \text{теоретический напор в средних ступенях}$$

$$h_{II} = 2,945 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг} - \text{теоретический напор в последней ступени}$$

Число ступеней компрессора:

$$z = \frac{h_K}{h_{cp}} \quad (2.29)$$

$$z = 14$$

Далее приведена таблица расчетов (рис. 2.39), с использованием определенных формул.

Теплоемкость воздуха находилась по справочнику [Варгафтик] по температуре и давлению перед каждой ступени осевого компрессора. На основании опытных данных обычно задают следующие КПД ступеней: в первых ступенях 0.88-0.89; в средних 0.9-0.92; в последних - до 0.87.

Параметр и формула для его определения	Единицы величины	Ступень														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	ВЫХ
c_{xi}	М/с	160	156	152	148	144	140	136	134	130	126	122	118	114	110	-
h_i	кДж/кг	18.6	22	24	26	28	31	35.65	35.65	35.65	35.65	35.65	35.65	35.65	29.45	-
C_{pi}	Дж/кгК	1007	1008	1009	1012	1014	1019.4	1023	1031	1037	1044.6	1052	1060.3	1073	1076	-
$\Delta T_{i-1} = h_{i-1}/(C_{pi})$	К	18.47	21.825	23.786	25.692	27.613	30.41	34.84	34.578	34.378	34.127	33.88	33.623	33.225	27.37	-
$T_{1i} = T_{1(i-1)} + \Delta T_{i-1}$	К	314.863	333.33	355.159	378.94	404.64	432.25	462.66	497.51	532.08	566.46	600.59	634.48	668.10	701.33	728.7
$\eta_{из i}$	-	0.89	0.9	0.9	0.9	0.91	0.91	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.91	0.89	
$h_{из i} = \eta_{из i} h_i$	кДж/кг	16.55	19.8	21.6	23.4	25.48	28.21	32.8	32.8	32.8	32.8	32.8	32.8	32.44	26.21	
$\pi_i = (\frac{h_{из i}}{C_{pi} T_i} + 1)^{k/(k-1)}$	-	1.195	1.222	1.227	1.23	1.235	1.243	1.264	1.242	1.224	1.208	1.194	1.181	1.168	1.127	
$p_{1i} = \pi_{i-1} p_{1(i-1)}$	кПа	48.83	58.35	71.3	87.51	107.7	132.9	165.2	208.8	259.4	317.5	383.5	457.9	540.9	631.5	711.6
$\rho_{1i} = p_{1i}/(RT_{1i})$	кг/м³	0.54	0.609	0.699	0.804	0.926	1.07	1.243	1.461	1.697	1.951	2.223	2.512	2.818	3.134	3.479
$F_i = G_u/(\rho_{1i} c_{xi})$	м²	1.358	1.234	1.104	0.986	0.879	0.783	0.694	0.599	0.532	0.477	0.432	0.396	0.365	0.34	0.33
$d_i = \sqrt{1 - (4F_i)/\pi D_u^2}$	-	0.5	0.564	0.625	0.675	0.717	0.754	0.785	0.818	0.84	0.858	0.872	0.884	0.894	0.901	0.904
$D_{ст 1i} = d_{1i} D_u$	м	0.759	0.857	0.948	1.025	1.089	1.144	1.192	1.242	1.276	1.303	1.325	1.342	1.357	1.368	1.373
$l_{1i} = (D_u - D_{ст 1i})/2$	м	0.38	0.331	0.285	0.247	0.215	0.187	0.163	0.138	0.121	0.108	0.097	0.088	0.081	0.075	0.073
$D_{сп 1i} = (D_u + D_{ст 1i})/2$	м	1.139	1.188	1.233	1.271	1.304	1.331	1.355	1.38	1.397	1.411	1.421	1.43	1.437	1.443	1.446
$\theta_{ки}$	-	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.52	0.54	0.56	0.58	0.60	0.62	0.64	0.66	0.68	

Рисунок 2.39 – Результаты расчетов

Изоэнтروпийное повышение температуры в компрессоре:

$$\Delta T_{из} = \frac{h_{из}}{C_{p114}} \quad (2.30)$$

$$\Delta T_{из} = 367,708 \text{ К}$$

Действительное повышение температуры в компрессоре:

$$\Delta T = T_{\text{к}} - T_{\text{в}} \quad (2.31)$$

$$\Delta T = 417,849 \text{ К}$$

Изоэнтروпийный КПД компрессора:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{\Delta T_{\text{из}}}{\Delta T} \quad (2.32)$$

$$\eta_{\text{изкомп}} = 0.88$$

Зададимся механическим КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,98$, предполагая, что он учитывает дисковые потери и потери из-за утечек воздуха через внешние уплотнения. Тогда КПД компрессора:

$$\eta_{\text{к}} = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{изкомп}} = 0.862$$

Отклонения в принятом в гл. 1 значение КПД компрессора составляет 2%, значит можно для приближенного расчета оставить значение КПД компрессора $\eta_{\text{к}} = 0,88$.

Мощность, необходимая для привода компрессора (без учета механического КПД, который учитывает дисковые потери и потери из-за утечек воздуха через внешнее уплотнение):

$$N_{\text{к}} = \frac{G_{\text{в}} \cdot h_{\text{из}}}{1000 \cdot \eta_{\text{к}}} \quad (2.33)$$

$$N_{\text{к}} = 50,28 \text{ кВт}$$

Частота вращения ротора компрессора:

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot u_{\text{н}}}{\pi \cdot D_{\text{н}}} = 4025 \text{ об/мин.}$$

3 Турбины авиационных ГТД

К лопаточным машинам, кроме компрессоров, относятся и турбины, в которых потенциальная энергия газового потока преобразуется в механическую работу на валу турбины.

В авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) турбина применяется для привода компрессора, воздушного винта и вспомогательных агрегатов, обслуживающих двигатель.

Степень понижения давления в одной ступени турбины достигает $\pi_t^* = 2,8 \dots 3,2$, что при начальной температуре газа $T_g^* = 1600 \dots 1650$ К позволяет получить в одной ступени турбины удельную работу, равную $L_t = 400 \dots 500$ кДж/кг. Но чтобы реализовать такую работу с высоким КПД требуется, чтобы окружная скорость турбины $u_t = 500$ м/с и более. Это доказывает, что рабочие лопатки турбины являются самым нагруженным элементом в двигателе.

3.1 Схема и основные данные турбин авиационных ГТД

Основными элементами газовой турбины являются неподвижный статор и вращающийся ротор.

Статором называют неподвижную часть турбины, состоящую из корпуса, соплового аппарата и других неподвижных деталей турбины. Сопловой аппарат преобразует потенциальную энергию газа в кинетическую. Он состоит из ряда лопаток, расположенных радиально между двумя соосными бандажными кольцами. Ротор состоит из вращающегося рабочего колеса (диска с закрепленными на нем лопатками) и вала.

Ступенью турбины называется совокупность соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК). Кольцевой тракт от входа в сопловый аппарат до выхода из рабочего колеса называется проточной частью турбины. (рис. 3.1) [2].

При анализе процессов и расчете турбин параметры газового потока и основные конструктивные размеры обычно рассматривают только в трех расчетных сечениях по тракту ступени турбины, которые обозначают соответствующими индексами;

« 0 » - параметры перед сопловым аппаратом;

« 1 » - параметры в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом;

« 2 » - параметры за рабочим колесом;

Основные геометрические размеры ступени турбины обозначают следующим образом:

D_n - наружный (периферийный) диаметр;

D_b - внутренний (корневой) диаметр;

$D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{н}} + D_{\text{в}}}{2}$ - средний диаметр турбины;
 h - высота проточной части турбины;
 $h_{\text{л}}$ - длина (высота) лопатки;
 Δ - осевой зазор;
 δ - радиальный зазор;
 $s_{\text{с.а.}}$ и $s_{\text{р.к.}}$ - ширина решеток соплового аппарата и рабочего колеса;
 $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ - углы раскрытия проточной части соответственно у периферии и у корня лопаток;

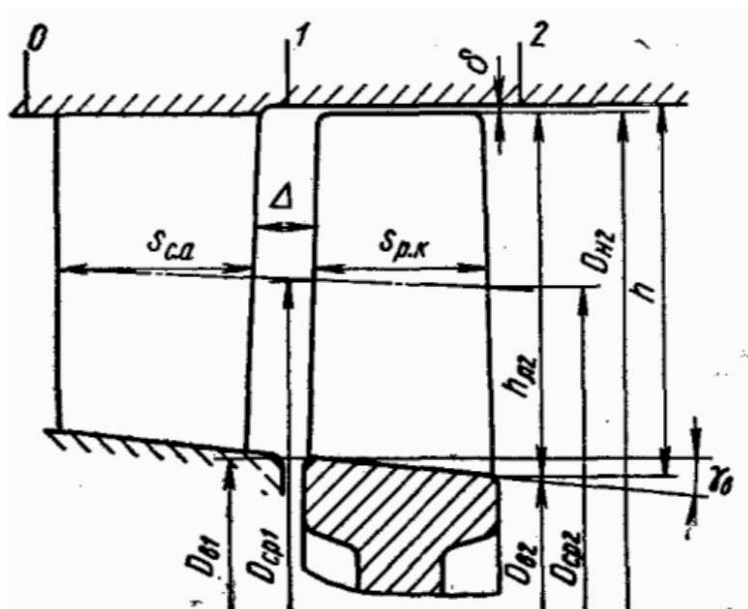


Рисунок 3.1 – Схема проточной части одноступенчатой турбины

В современных турбореактивных двигателях (ТРД) применяются одноступенчатые и двухступенчатые турбины. Более двух ступеней применяются на турбовинтовых (ТВД) и двухконтурных (ТРДД) двигателях, где турбина, кроме компрессора основного контура вращает воздушный винт или компрессор второго контура.

3.2 Элементарная ступень турбины

Как и в компрессоре, газовый поток в турбине имеет пространственный характер. Для облегчения анализа работы и расчетов турбины действительную картину течения газа заменяют приближенной схемой. Разверткой цилиндрического сечения турбины на плоскость называют плоской элементарной ступенью турбины.

В элементарной ступени параметры газа можно считать постоянными по высоте лопатки, что позволяет рассматривать элементарную ступень как плоскую решетку профилей. Это как раз и упрощает анализ и расчет параметров газового потока в ступени турбины.

3.2.1 Кинематика потока и процесс расширения в элементарной ступени турбины

Для характеристики течения газа в элементарной ступени используют треугольник скоростей газа, так же как и в компрессоре, обтекающего решетки профилей (рис. 3.2) [8].

Векторы абсолютной скорости потока c , относительной - w ; величина окружной скорости - u .

Для решетки соплового аппарата: c_0 , α_0 и c_1 , α_1 - скорости и углы потока на входе и выходе из соплового аппарата соответственно.

Для решетки рабочего колеса: w_1 и β_1 - скорость и угол потока на входе в решетку в относительном движении. c_2 и w_2 , α_2 и β_2 - скорости и углы потока на выходе из решетки в абсолютном и относительном движении соответственно.

Угол атаки: $i = \beta_{1л} - \beta_1$ (при $\beta_{1л} > \beta_1$ угол атаки считается положительным и если наоборот, то отрицательным).

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_{2p}$ - угол отставания потока.

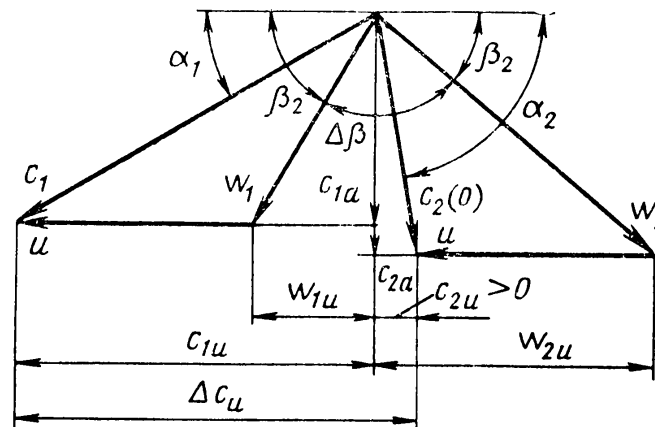
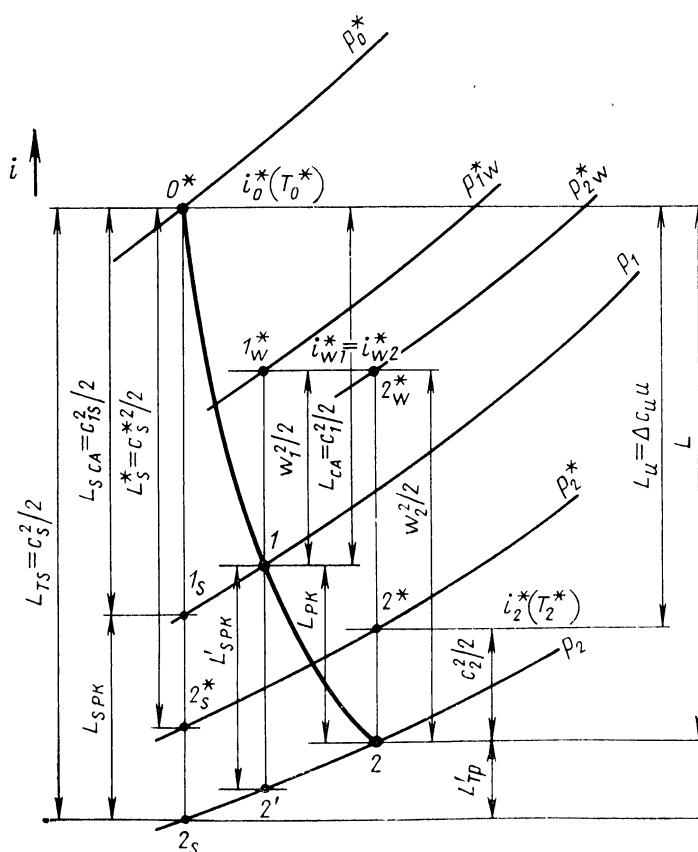


Рисунок 3.2 – Упрощенные треугольники скоростей ступени турбины

Проекции скоростей на осевое направление обозначают индексом « a », а на окружные направления - индексом « u »; за положительное считаются направления по потоку и по вращению РК.

Принцип работы ступени турбины заключается в следующем. В сопловой аппарат газ поступает из камеры сгорания со скоростью c_0 , давлением p_0 и температурой T_0 . Лопатки соплового аппарата образуют конфузорные каналы, в которых происходит процесс расширения газа и поворот потока. При этом давление и температура уменьшаются, а скорость увеличивается от c_0 до c_1 . Далее газ из соплового аппарата попадает в рабочее колесо с относительной скоростью w_1 . В лопатках рабочего колеса продолжается дальнейшее расширение и поворот потока. При этом относительная скорость потока возрастает от w_1 до w_2 . Абсолютная скорость газа в колесе уменьшается от c_1 до c_2 . Уменьшение абсолютной скорости в колесе проис-

Процесс расширения газа в ступени турбины изображен в i-S диаграмме на рис. 3.3 [8]. Как уже было сказано выше, рабочее тело имеет малую скорость c_0 перед СА, а когда находится в сопловом аппарате то разгоняется до скорости звука ($c_1 = a$) и поворачивается, обеспечивая c_{1u} . В точке 1 на i-S диаграмме обозначаются параметры рабочего тела в конце процесса расширения в СА вследствие возникающих при расширении потока потерь. При изоэнтропическом расширении процесс заканчивается в точке 1_s .



Для получения параметров заторможенного потока в относительном движении $(i_{w1}^*, T_{w1}^*, p_{w1}^*)$ надо восстановить из точки 1 величину $w_1^2/2$. Как правило, величина w_1 не превышает скорости звука и поэтому турбина является дозвуковой.

77

найти разность энтальпий в точках 2_w^* и 2. Теоретическая (без потерь) скорость истечения из РК определяется разностью энтальпий в точках 1_w и $2'$. Чтобы получить параметры заторможенного потока на выходе в абсолютном движении (i_2^*, T_2^*, p_2^*) , нужно восстановить из точки 2 величину $c_2^2/2$. Величина скорости c_2 меньше c_1 , так как в турбинной ступени стремятся получить выход потока, близкий к осевому.

Величина M_{c_2} является важным параметром, так как существенно влияет на КПД ступени, высоту рабочей лопатки, а следовательно, ее прочности, а у последней ступени многоступенчатой турбины - также и на работу затурбинных устройств.

Работа, отведенная от газа в турбине, при отсутствии теплообмена с внешней средой равна:

$$L_u = i_0^* - i_2^* = c_p(T_0^* - T_2^*) = \frac{k}{k-1}R(T_0^* - T_2^*) \quad (3.1)$$

Для изоэнтропического процесса:

$$L_{Ts} = \frac{k}{k-1}RT_0 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (3.2)$$

3.3 Потери в турбине. КПД турбины

Потери в проточной части турбины можно подразделить на следующие три основных вида.

1. Профильные потери, включающие в себя:

а) потери от трения и вихреобразований в пограничном слое и при срывах его;

б) кромочные потери, возникающие в вихревом закромочном следе и при смешении потоков, сходящихся с вогнутой и выпуклой частей профиля;

в) потери в скачках уплотнения и при взаимодействии их с пограничным слоем.

2. Концевые потери:

а) от вторичных течений (арного вихря) в решетках СА и РК и потери в пограничном слое у торцевых стенок;

б) от перетеканий в радиальном зазоре.

3. Дополнительные потери (вне решетки):

а) от трения и вихреобразований в пограничном слое у боковых стенок в осевом зазоре;

б) от трения диска о газ;

в) от перетаканий через лабиринтные уплотнения и щели;

г) от смещения основного потока с охлаждающим воздухом.

При течении газа в решетках гидравлические сопротивления приводят к уменьшению кинетической энергии и полного давления газа, в результате чего уменьшаются скорости истечения газа из решеток соплового аппарата и рабочего колеса и уменьшается эффективная работа турбины.

Коэффициент потерь в решетке можно представить в виде суммы коэффициентов отдельных видов потерь в решетке:

$$\xi_{\Sigma} = \xi_{\text{пр}} + \xi_{\text{вт}} + \xi_{\delta} = \xi_{\text{пр}} + \xi_{\text{к}} \quad (3.3)$$

где $\xi_{\text{пр}}$ - коэффициент профильных потерь;

$\xi_{\text{вт}}$ - коэффициент вторичных потерь;

ξ_{δ} - коэффициент потерь, связанных с перетеканиями в радиальном зазоре;

$\xi_{\text{к}} = \xi_{\text{вт}} + \xi_{\delta}$ - коэффициент концевых потерь.

Но также используют коэффициенты скорости $\varphi = c_1/c_{1s}$ и $\psi = w_2/w_{2s}$, при расчетах течения газа в турбинных решетках для определения профильных потерь.

Все изложенные ниже зависимости коэффициентов потерь от геометрических параметров лопатки, выявлены в результате экспериментальных исследований. Коэффициент профильных потерь зависит от:

а) угла изгиба профиля $\theta = 180 - (\beta_{1\text{л}} + \beta_{2\text{л}})$, характеризующего поворота потока в решетке $\epsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$;

б) степени конфузурности межлопаточного канала K_p ;

в) толщины входных и выходных кромок d_1 и d_2 ;

г) от угла атаки i , чисел M и Re .

Конфузурность решетки равно отношению площадей струи на входе в решетку и на выходе из нее $K = f_1/f_2 \cong \sin(\beta_1)/\sin(\beta_2)$. для активных решеток $K_p = 2$, а для реактивных - $K_p > 1$. При $K_p < 1$ решетка будет диффузорной. для турбинных решеток $K_p \geq 1$.

Экспериментально профильные потери определяются как сумма коэффициентов потерь на трение и кромочных потерь $\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}}$.

В свою очередь потери на трения уменьшаются при увеличении суммы углов решетки $(\beta_{1\text{л}} + \beta_{2\text{л}})$ и величины K_p .

Возникновение кромочных потерь происходит в результате взаимодействия пограничных слоев, которые стекаются с вогнутой и выпуклой сторон профиля. Они зависят от состояния пограничного слоя у задней кромки. При отрыве пограничного слоя кромочные потери резко возрастают.

Очень важно при проектировании осевой турбины это радиальный зазор между лопатками и корпусом турбины, так как с увеличением радиального зазора потери в турбинной ступени возрастают, а КПД уменьшается, поэтому в зависимости от диаметра турбины и жесткости ее кон-

струкции радиальный зазор в холодном состоянии выбирается в пределах $\delta = 0,5 - 1,5$ мм.

Потери из-за радиального зазора вызываются тем, что часть газа уходит через зазор, не совершая работы в колесе, возникают вихревые зоны у выходной кромки со стороны спинки лопатки, происходит уменьшение разности давлений на лопатке в периферийной части и соответственно снижаются аэродинамическая сила в концевой части лопатки и работа турбины.

Но в случае применения лопаток с бандажными полками, образующими бандажное кольцо, ξ_δ принимается равным нулю, а возможность перетекания через бандажные полки устраняется путем применения специальных лабиринтных уплотнений. Применение бандажных полок и лабиринтных уплотнений над ними увеличивает КПД турбины примерно на 2-3 процента [2]. Но есть и минусы в применение бандажных полок, а именно то, что при больших окружных скоростях на периферии лопаток, малой густоте решеток профилей и небольшой толщине самих полок развиваются напряжения, превышающие допустимые.

Густота решетки влияет на потери следующим образом: при уменьшении густоты решетки уменьшаются поверхность трения газа о лопатки и потери на трение в решетки, но при этом происходит увеличение давления на вогнутой поверхности профиля, а на выпуклой уменьшение. Это вызывает увеличение скорости у спинки профиля и местной диффузорности течения на выходном участке выпуклой стороны профиля, что может привести к отрыву пограничного слоя, а следовательно, - к росту потерь.

Все эти потери влияют на КПД турбины. Рассмотрим КПД учитывающие только потери в межлопаточных каналах СА и РК (без учета концевых потерь). Обратимся к i -S диаграмме (см. рис. 3.3), и рассмотрим процессе расширения газа в ступени.

Изоэнтروпическая работа расширения до статического давления за ступенью p_2 , равная L_{Ts} , расходуется на совершение газом механической работы в межлопаточных каналах колеса L_u , на сообщение газу выходной скорости, кинетическая энергия которой равна $c_2^2/2$, на преодоление потерь $L'_{тр}$:

$$L_{Ts} = L_u + \frac{c_2^2}{2} + L'_{тр} \quad (3.4)$$

Для оценки эффективности турбины как машины привода применяется мощностной КПД, определяемый отношением эффективной работы, снимаемой с вала турбины, к располагаемой энергии газа, протекающего через турбину.

$$\eta_{Tu} = \frac{L_u}{L_{Ts}} = \frac{L_{Ts} - c_2^2/2 - L'_{тр}}{L_{Ts}} = \frac{L_u}{\frac{k}{k-1}RT_0^*(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}})} \quad (3.5)$$

где $\pi_T = p_0^*/p_2$, а p_2 - статическое давление за ступенью.

Мощностной КПД характеризует степень использования располагаемой энергии (L_{Ts}) для получения работы на валу (L_u) в реальном процессе расширения газа, т.е. учитывает все виды потерь в турбине, а именно гидравлические потери ($L'_{тр}$) и потери с выходной скоростью $c_2^2/2$.

Для оценки гидравлического совершенства турбины иногда применяется изоэнтальпический КПД, определяемый по параметрам незаторможенного потока на выходе из турбины:

$$\eta_{Tus} = \frac{L_u + c_2^2/2}{L_{Ts}} = \frac{L_{Ts} - L'_{тр}}{L_{Ts}} = 1 - \frac{L'_{тр}}{L_{Ts}} \quad (3.6)$$

Значение η_{Tus} больше значения η_{Tu} , и это разница растет с увеличением скорости на выходе и уменьшением изоэнтальпической работы расширения в ступени.

В теории ГТД во многих случаях целесообразно характеризовать эффективность турбины с помощью КПД по параметрам торможения, с учетом всех безвозвратных гидродинамических потерь.

$$\eta_{Tu}^* = \frac{L_u}{L_{Ts}^*} = \frac{L_u}{c_p T_0^* (1 - (\frac{p_2^*}{p_0^*})^{\frac{k-1}{k}})} \quad (3.7)$$

Для современных авиационных газовых турбин достигнутые значения рассмотренных КПД на расчетном режиме лежат в следующих пределах: $\eta_{Tu}^* = 0,89 - 0,93$; $\eta_{Tus} = 0,9 - 0,94$; $\eta_{Tu} = 0,75 - 0,85$ [2].

Большие значения КПД относятся к многоступенчатым турбинам. Адиабатический КПД отдельных ступеней турбины достиг величины $\eta_{ст}^* = 0,91 - 0,925$.

3.4 Понятие о степени реактивности и коэффициенте нагрузки ступени турбины

Процесс расширения газа проходит как в сопловом аппарате, так и в рабочем колесе. Соотношение между изоэнтальпическими работами расширения газа в сопловом аппарате и рабочем колесе элементарной ступени характеризуются степенью реактивности ϱ . Как и в компрессорах, в турбинах также оказалось целесообразным называть степенью реактивности отношение энергетических величин (работ расширения).

$$\varrho = \frac{L_{PKS}}{L_{Ts}} \quad (3.8)$$

где $L_{PKS} = c_p T_1 (1 - (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k-1}{k}})$

$L_{Ts} = c_p T_0 (1 - (\frac{p_2}{p_0})^{\frac{k-1}{k}})$

Степень реактивности одновременно является параметром, характеризующим степень конфузорности рабочей решетки. С увеличением степени реактивности степень расширения газа, а следовательно, и степень конфузорности каналов в решетке рабочего колеса возрастает.

При $\varrho = 0$ ступень называется активной. В такой элементарной ступени турбины газ расширяется только в сопловом аппарате и там же только происходит поворот потока, а давление газа не изменяется ($\pi_{CA} = p_0^*/p_1 = \pi_T = p_0^*/p_2$ и давление в осевом зазоре равно давлению за ступенью и в рабочее колесо ($p_2 = p_1$) [8].

Элементарные ступени с $\varrho = 0$ применяются только в корневых сечениях проточной части турбины с относительно длинными лопатками, так как могут возникнуть отрицательные степени реактивности, при которых в сопловом аппарате происходит перерасширение, а затем в рабочем колесе повышение давления. При этом в относительном движении происходит торможение потока ($w_2 < w_1$), что приводит к повышенным потерям, и КПД таких ступеней получается пониженным. Межлопаточный канал при отрицательной степени реактивности будет диффузорным.

Активная турбина имеет ряд достоинств, а именно равенство $p_1 = p_2$ приводит к уменьшению перетекания в радиальном зазоре, отсутствие или снижению осевого усилия на диск рабочего колеса. Но главным преимуществом активной ступени турбины является возможность получения высокого КПД при малых окружных скоростях.

При $\varrho = 0,5$ в ступени половина общей работы расширения происходит в сопловом аппарате, а половина - на рабочем колесе. Треугольники скоростей такой ступени симметричны. Скорость за сопловым аппаратом c_1 равна скорости за рабочим колесе w_2 , а скорость на входе в рабочее колесо w_1 равна скорости на входе в сопловой аппарат: $c_0 = c_2$.

С $\varrho = 0,5$ применяются в элементарных ступенях, находящихся на среднем радиусе ступени и выше. При чем для длинных лопаток ($D_{cp}/h_{л} = 5...3$) целесообразно выбирать $\varrho_{т.ср} = 0,5$ на среднем радиусе, чтобы не получить отрицательной степени реактивности у корня лопатки. Для лопаток с умеренной длиной ($D_{cp}/h_{л} = 10...5$) обычно принимают $\varrho_{т.ср} = 0,25...0,35$ [8].

При $\varrho = 1$ расширение газа происходит только в рабочем колесе, в сопловом же аппарате происходит только поворот потока, а давление газа не изменяется ($p_1 = p_0$).

Такие элементарные ступени турбины в авиационных ГТД не встречаются даже в периферийных сечениях относительно длинных лопаток. Ступени со степенью реактивности $\rho = 1$ встречаются в турбинах специальных схем. Например в схемах турбин с противоположным направлением вращения рабочего колеса без соплового аппарата между ними (бироторная или биротативная турбина), показанная на рис. 3.4 [8].

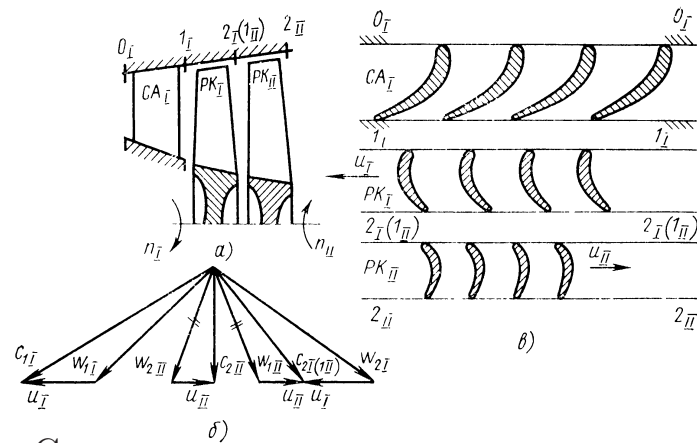


Рисунок 3.4 – Схема ступени с противоположным вращением рабочих колес: а - схема и расчетные сечения; б - треугольник скоростей; в - конфигурация профилей решеток

В такой турбине $c_{21} = c_{12}$, и выходная скорость первой ступени непосредственно используется на РК2. Как показано на рис. 3.4, б, в изображенном треугольнике $w_{22} = w_{12}$, в этом частном случае в РК2 ступени не происходит изменение скорости, а следовательно, и давления. Поэтому РК2 можно считать активной турбиной, роль соплового аппарата которой выполняет вся первая ступень турбины, абсолютная скорость за которой $c_{21} = c_{12}$ и рассматривается как абсолютная скорость за фиктивным сопловым аппаратом второй ступени.

С такой схемой выбора расположения лопаток в турбине имеет ряд преимуществ, а именно отсутствие или уменьшение гироскопического момента ротора, что улучшает маневренность летательного аппарата. Также уменьшение габаритных размеров (длины) и массы ступени. Такая турбина целесообразна для вращения компрессора с противоположным направлением вращения ступеней или вообще двухвального компрессора.

Недостатком такой схемы является трудностью обеспечения работоспособности межвальных подшипников, кольца которых вращаются с окружными скоростями валов, сепараторы - с малой (или нулевой) скоростью, а тела качения - с очень высокой скоростью.

Нагруженность элементарной ступени турбины можно оценивать отношением теоретической работы к квадрату окружной скорости. Коэффициент нагрузки μ , представляет собой отношение работы, снимаемый с

лопаточного венца турбины, к параметру u^2 на соответствующем радиусе:

$$\mu = \frac{L_u}{u^2} = \frac{c_{1u} + c_{2u}}{u} \quad (3.9)$$

При заданной работе ступени турбины коэффициент нагрузки однозначно определяет величину окружной скорости $u = \sqrt{L_{ст}/\mu}$.

3.5 Степень нагруженности ступени турбины

Газодинамическая нагруженность ступени турбины характеризуется величиной работы или срабатываемого в ней теплоперепада при заданной окружной скорости вращения рабочего колеса.

Степень нагруженности характеризуют параметром u/c_{Ts} или коэффициентом нагрузки ступени $\mu = L_u/u^2$, где u - окружная скорость на среднем диаметре ступени, c_{Ts} - изоэнтропическая скорость, соответствующая изоэнтропической работе расширения в ступени:

$$\frac{c_{Ts}^2}{2} = L_{Ts} \quad (3.10)$$

Использование параметра u/c_{Ts} для определения степени нагруженности, зачастую бывает неудобной, так как c_{Ts} для промежуточной или последней ступени многоступенчатой турбины является функцией многих газодинамических величин, получаемых в результате полного расчета турбины, и неизвестных в начале проектирования. Поэтому для характеристики степени нагруженности турбинной ступени используют коэффициент нагрузки μ .

От распределения работы между ступенями находятся геометрические размеры проточной части турбины и форма ее в меридиональном сечении, так же эксплуатационные характеристики турбины и двигателя, а именно: изменение КПД турбины в зависимости от изменения частоты вращения, запуск двигателя, приемистость.

Чем больше нагружена первая ступень двухступенчатой турбины одновального двигателя при заданной работе всей турбины, тем легче спроектировать вторую ступень с осевым выходом газа и тем меньше будет температура ее рабочей лопатки, которая из-за большей длины не выдерживает большие нагрузки от воздействия центробежных сил, чем лопатка первой ступени.

Также при распределении степени нагруженности между ступенями надо учитывать работу турбины на нерасчетном режиме. При уменьшении перепада давления в турбине уменьшается перепад давления на последних

ступенях. Поэтому при малых нагрузках, при режиме малого газа, вторая ступень настолько недогружается, что может попасть в компрессорный режим, на котором отводимая работа от этой ступени $L_{ст} \leq 0$. И чем больше ступеней, тем в большей степени это проявится.

Нежелательно перегружать последние ступени турбины, потому что может измениться обычный характер изменения КПД турбины при изменении частоты вращения так, что максимальное значение КПД будет не на максимальных, а на меньших оборотах (рис. 3.5) [2].

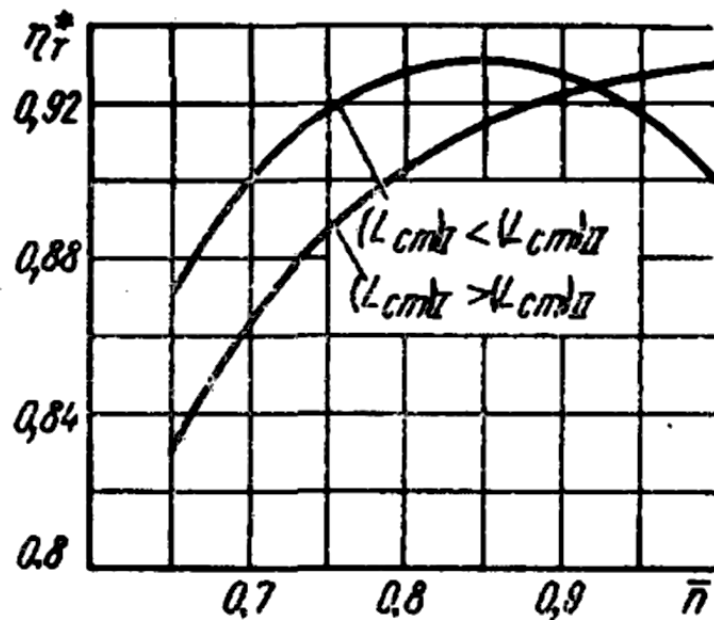


Рисунок 3.5 – Влияние распределение нагрузки на изменение КПД двухступенчатой турбины по частоте вращения

Распределение работы между ступенями турбины зависит также от схемы проточной части в меридональном сечении.

Для нахождения зависимости $\eta_{Tu}^* = f(\mu)$ воспользуемся экспериментальными данными из работы [2].

Результаты экспериментального исследования пяти различных турбин с наружным диаметром $D_n = 600$ мм и отличающихся:

- а) абсолютным значение длины лопаток ($h_{л} = 40 - 100$ мм);
- б) относительным диаметром втулки ($\bar{d} = 0,65 - 0,75$);
- в) углом α_1 на среднем радиусе ($\alpha_{1cp} = 18 - 25$ градусов и $\alpha_{1cp} = 30 - 36$);
- г) степенью расширения газа в турбине ($\pi_T^* = 2,0 - 3,0$);
- д) формой проточной части в меридиональном сечении (от цилиндрической до немного расширяющейся по внутреннему диаметру, $\gamma_b = 0 - 12$ градусов);
- е) коэффициентом нагрузки, отнесенными к корневому сечению ($\mu_b = 1,5 - 3,0$).

По экспериментальным данным построили графики зависимости максимальных значений КПД от коэффициента нагрузки в корневом сечении лопаток, при определенных чисел M на выходе из турбины (рис. 3.6) [2].

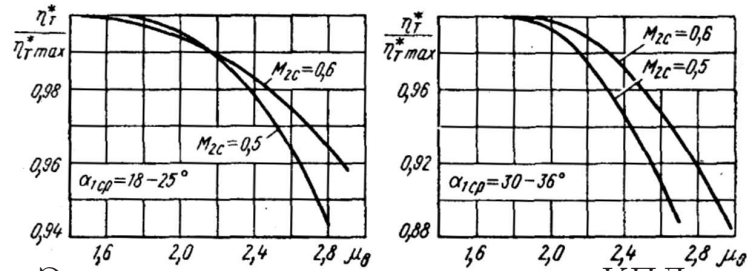


Рисунок 3.6 – Экспериментальные зависимости КПД турбины от коэффициента нагрузки для пяти турбинных ступеней

Коэффициент нагрузки на внутреннем диаметре является основным исходным параметром, так как им удобнее пользоваться при выборе проточной части турбины, а так же в корневом сечении значение числа M_{1w} достигает максимальных значений и угол поворота потока в решетке и минимальная степень конфузорности межлопаточного канала характеризуются μ_v .

При заданном значении M_{2c} и при увеличении коэффициента нагрузки увеличивается число M_{1w} , больше угол поворота потока и меньше разность углов $\beta_1 - \beta_2$, которая при больших значениях μ может стать и отрицательной. Это означает, что у проектируемой турбины на некотором участке длины лопатки может быть диффузорное течение, обуславливающее появление дополнительных потерь.

Для ступеней с числом $M_{2c} = 0,5-0,6$ при угле $\alpha_{1cp} = 18-25$ градусов принимается $\mu_v \leq 2,0$ и при $\alpha_{1cp} = 30-36$ градусов - $\mu_v \leq 2,2$.

Значение коэффициента нагрузки на среднем диаметре может быть получено простым пересчетом:

$$\mu_{cp} = \mu_d \left(\frac{2\bar{d}}{1 + \bar{d}} \right) \quad (3.11)$$

В диапазоне изменения μ от 1,2 до $1,7\eta_T^*$ изменяется мало. При осевом выходе газа из турбины оптимальное значение коэффициента нагрузки лежит в пределах $(\mu_{cp})_{opt} = 1,3 - 1,4$. С увеличением закрутки потока на выходе из турбины оптимальное значение коэффициента нагрузки возрастает. При $\alpha_2 = 70 - 65$ градусов, значение коэффициента нагрузки может быть увеличено до $(\mu_{cp})_{opt} = 1,75 - 1,85$.

3.6 Кинематика потока на выходе из турбины

Для объяснения влияния выходной скорости на КПД турбины нужно рассмотреть i - S диаграмму расширения газа в турбинах с различными значениями выходной скорости, но при постоянной теоретической работе $L_u = \text{const}$ рис. 3.7 [2].

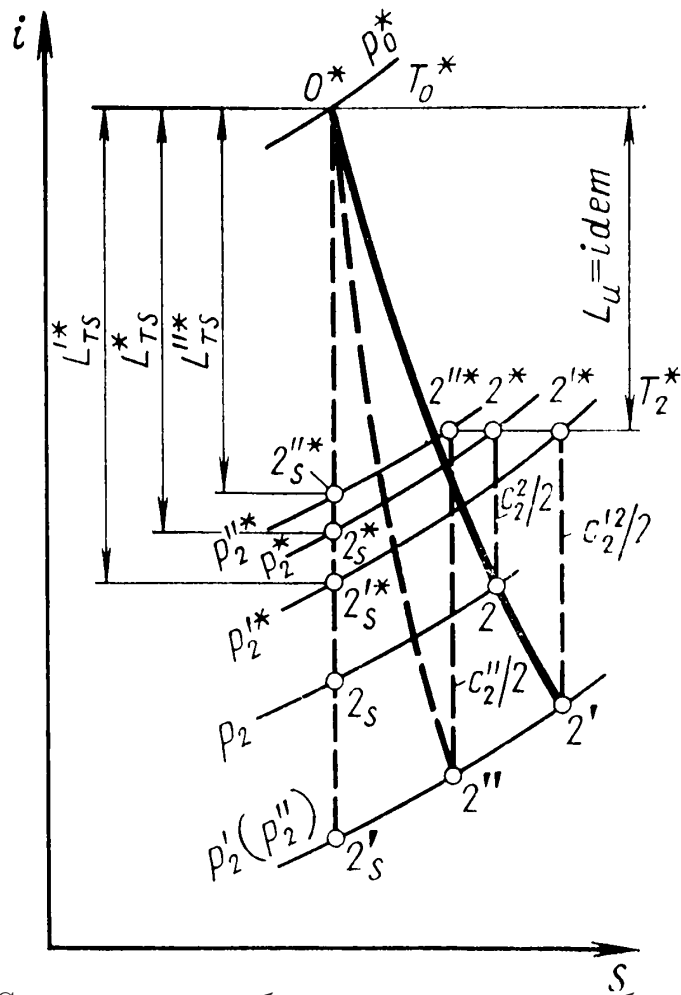


Рисунок 3.7— i - S диаграмма рабочего процесса в турбинах с различным значением выходной скорости ($L_u = \text{const}$)

У исходной ступени (процесс расширения 0^*-2) для заторможенной выходной скорости c_2 получаем точку 2^* , которой соответствует изобара p_2^* , и величина изоэнтропической работы расширения по параметрам торможения равна L_{Ts}^* . КПД этой ступени: $\eta_{Tu}^* = L_u / L_{Ts}^*$.

Если увеличим выходную скорость из ступени $c_2' > c_2$, то процесс расширения пойдет по той же политропе, но закончится в точке $2'$. Точка $2'$ характеризует торможения скорости c_2' , лежащую на одной прямой с точкой 2^* ($L_u = \text{const}$), но правее, так что $p_2' < p_2^*$. При этом $L_{Ts}' > L_{Ts}^*$ и, следовательно, $\eta_{Tu}' < \eta_{Tu}^*$. Уменьшение КПД произошло из-за того, что при

повышенной выходной скорости появились дополнительные потери (дополнительное возрастание энтропии $\Delta S_{\text{доп}} = S_2' - S_2$). Поэтому, полное давление $p_2' < p_2^*$, а КПД ступени с процессом $0^* - 2^{*'}$ соответственно меньше, чем ступени с процессом $0^* - 2^*$.

Для малонагруженных ступеней протекание процесса в турбине с повышенным значением выходной скорости очень характерно. Даже при увеличении расчетной величины c_2 , а следовательно и при уменьшении углов поворотов потока $\Delta\alpha' < \Delta\alpha$ и $\Delta\beta' < \Delta\beta$ не происходит увеличение потерь. Величина потерь в таких ступенях практически не зависит от угла поворота потока. У таких ступеней выбор повышенных значений выходной скорости всегда приводит к снижению КПД.

В сильнонагруженных ступенях при выборе повышенных значений выходной скорости, происходит существенное уменьшение гидравлических потерь, а если увеличиваем выходную скорость, то уменьшается угол поворота потока в решетке. У таких ступеней политропа расширения ($0^* - 2''$) расположена левее исходной ($0^* - 2$) и, несмотря на повышенное значение скорости $c_2'' > c_2$, полное давление за ступенью $p_2'' > p_2^*$, величина изоэнтальпической работы расширения по параметрам торможения $L_{T_s}'' < L_{T_s}^*$ и КПД $\eta_{T_u}'' > \eta_{T_u}^*$. Поэтому у сильнонагруженных ступеней всегда наблюдается экстремум по относительной величине выходной скорости. Сначала КПД даже увеличивается, пока уменьшение углов поворота потока существенно сказывается на коэффициенты скорости φ и ψ , затем, когда возрастание φ и ψ замедляется, происходит обычное уменьшение КПД, связанное с большим негативным влиянием на КПД увеличения выходной скорости.

Таким образом, что за турбиной происходит дальнейшее увеличение скорости в реактивном сопле двигателя, не следует значительно увеличивать скорость в самой турбине, так как это может привести к снижению КПД, в том числе и КПД по параметрам торможения.

Пониженные выходные скорости за турбиной могут обусловить повышенные высоты проточной части ступени, что затрудняет обеспечение необходимой прочности турбинных лопаток.

Рекомендуется выбирать число M (характеризующее выходную скорость) за турбиной на режимах работы двигателя, где оно достигает максимального значения, в пределах $M_{2c} = 0,45 - 0,55$. В турбинах ТВД иногда число $M_{2c} = 0,7$. При $M_{2c} > 0,7$ происходит рост пропускной способности турбины и уменьшение длины лопатки происходят очень медленно, а потери в турбине и затурбинном устройстве быстро возрастают.

От коэффициента нагрузки и степени реактивности ступени зависит величина закрутки потока за ступенью турбины.

Величина угла α_2 на среднем диаметре турбины является функцией приятного закона изменения окружных составляющих скоростей c_{1u} и c_{2u} по длине лопатки.

При проектировании ступеней турбины, $\alpha_{\text{ср}}$ не должен быть меньше 90 градусов, иначе это может привести к увеличению потерь в затурбинном устройстве и к уменьшению запаса работы турбины.

Закрутка потока на выходе из последней ступени турбины обычно не допускается больше $(90 - \alpha_2) = 8 - 10^\circ$. На входе из первой и промежуточных ступеней может достигать до 20 - 25°.

Чтобы избавиться от большего значения закрутки потока $(90 - \alpha_2)$, надо либо разгрузить ступень, перераспределив часть работы на другие ступени, либо увеличить окружную скорость турбины.

3.7 Выбор схемы проточной части турбины и определение ее основных размеров

При проектировании проточной части турбины исходными данными являются: заданная тяга, мощность, удельный расход топлива, удельная масса, габаритные размеры, высота и скорость полета, на которых эксплуатируется двигатель. И это вынуждает делать выбор основных параметров таковыми, чтобы удовлетворять противоречивым требованиям, предъявляемым в отношении экономичности, массы, габаритов, надежности, технологичности.

Поэтому окончательным вариант проекта является компромиссным решением, в котором по возможности удовлетворяются предъявляемые требования применительно к заданным конкретным условиям.

В настоящее время турбины авиационных ГТД делают многоступенчатыми, так как развитие современных ГТД идет по пути повышения степени сжатия, обеспечивающая улучшение экономичности двигателей.

3.7.1 Распределение работы между ступенями турбины

От суммарной работы турбины и окружной скорости зависит выбор количество ступеней турбины, а также определяется с помощью комплексов газодинамических, прочностных, конструктивных и производственных факторов.

При этом желательно получить приемлемые значения коэффициента нагрузки на среднем диаметре $\mu_{\text{ср}}$. Величина окружной скорости турбины находится в очень широком диапазоне $u_{\text{т ср}} = 150...550$ м/с. По практике создания газовых турбин ГТД показала, что лучшие данные по весовым, габаритным характеристикам и КПД имеют умеренно нагруженные ступени с окружными скоростями на среднем диаметре $u_{\text{т ср}} = 300 - 340$ м/с и работой ступеней турбины $L_{\text{ст}} = (14 - 18)10^4$ Дж/кг, а величина коэффициента нагрузки ступени $\mu_{\text{ср}} = L_u/u_{\text{т ср}}^2 = 1,2...1,6$ [2][8]. Но также для определения числа ступеней турбины и распределения работы мож-

но использовать коэффициент нагрузки у корня лопатки $\mu_b = 2 - 2,2$ [2]. Дальнейшее увеличение коэффициента нагрузки у корня лопатки нецелесообразно, так как происходит ухудшение КПД и уже не приводит к уменьшению массы турбины, хотя дает некоторое (3 - 4°) уменьшение наружного диаметра [2].

Для ориентировочного определения числа ступеней (или окружной скорости) можно провести, при этом значение окружной скорости во всех ступенях будет иметь одинаковое значение и так же теоретическая работа будет тоже одинаковой во всех ступенях турбины.

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{L_u \Sigma}{zu_{\text{т ср}}^2} \quad (3.12)$$

где $L_u \Sigma = L_{\text{т}} \eta_{\text{конц}}$, при этом принято, что концевые потери одинаковы во всех ступенях; z - число ступеней турбины.

Возможны разные принципы распределения теплоперепада в ступенях турбин. Это одинаковые доли теплоперепада на каждую ступень, разгрузки последних ступеней (для достижения близкого к осевому выхода из турбины), равномерная нагруженность всех ступеней, разгрузка первой ступени (из-за малого размера первой лопатки, следовательно увеличенные концевые потери), перегрузка первой ступени для уменьшения температуры газа перед последующими ступенями и, следовательно, улучшение их теплового состояния.

Для последней ступени желательно получение осевого или близко к осевому направление потока за ней $\alpha_{2z} = \alpha_{\text{т}} \approx 90$ градусов, что достигается уменьшением работы, снимаемой за ней. За первыми и промежуточными ступенями допустима некоторая закрутка ($\alpha_2 = 80...70$ градусов), и работа этих ступеней может быть повышенной.

Значение осевой скорости должно соответствовать величине работы в отдельных ступенях, так как осевая скорость увеличивается по тракту турбины из-за того, что плотность газа по тракту турбины существенно уменьшается от первой к последней ступени.

Увеличение осевой скорости зависит от угла потока за СА α_1 , который увеличивается от первой ступени к последней. В первых ступенях многоступенчатой турбины $\alpha_1 = 14...20$ градусов, а в последних достигают значений $\alpha_{1z} = 30...35$ градусов. При этом необходимо, чтобы на выходе из турбины M_{2c} не превышала значений 0,5...0,6.

При работе двигателя на нерасчетных режимах, режим турбины может существенно изменяться, в частности, перераспределяется теплоперепад по последним ступеням турбины. Это обстоятельство следует учитывать при выборе расчетного распределения теплоперепада, приведенной скорости и угла на выходе из турбины.

Выбор величины степени реактивности в отдельных ступенях влияет на распределение работ по ступеням. Степень реактивности обычно возрастает от первой ступени к последней, так как относительные высоты проточной части по тракту турбины всегда увеличиваются и по условию непотопления у корня отрицательной степени реактивности на среднем радиусе для первой ступени выбирают $\varrho_1 = 0,2 \dots 0,25$ до более высоких значений на последних ступенях, где $\varrho_{1z} = 0,35 \dots 0,4$, а иногда и выше.

на основании статистических данных приближено можно указать следующие значения числа ступеней турбины в зависимости от расчетной степени сжатия воздуха в компрессоре в стендовых условиях [2]:

- а) для ТРД с $\pi_{к0}^* = 4,0 - 5,5$ - одна ступень;
 $\pi_{к0}^* = 5,5 - 6,0$ - одна ступень при повышенной окружной скорости или две ступени при относительно небольшой окружной скорости;
 $\pi_{к0}^* = 6 - 10$ - две ступени;
 $\pi_{к0}^* = 10 - 15$ - три ступени или две ступени с повышенным значением окружной скорости;
 $\pi_{к0}^* \geq 15$ - три ступени;
- б) для ТРДД со степенью двухконтурности $m = 0,7 - 1,5$
 $\pi_{к0}^* = 9 - 10$ - две-три ступени;
 $\pi_{к0}^* = 11 - 19$ - три-четыре ступени;
 $\pi_{к0}^* = 20 - 27$ и $m = 4 - 5$ - пять-шесть ступеней;
 $\pi_{к0}^* = 20 - 27$ и $m = 6 - 8$ - семь-восемь ступеней;
- в) для ТВД $\pi_{к0}^* = 4 - 5$ - две ступени;
 $\pi_{к0}^* = 5 - 8,5$ - три ступени;
 $\pi_{к0}^* = 8,5 - 16,0$ - четыре-пять ступеней.

3.7.2 Зависимость геометрии проточной части от прочности турбинных лопаток

Для выбора формы проточной части турбины необходимо знать наружный диаметр $D_{н2}$ и величину площади проходного сечения на выходе из турбины F_2 .

Если поток на выходе из турбины имеет осевое или близкое к осевому направлению, то на данном этапе расчета можно принять $\sin \alpha_2 \approx 1$.

Величина КПД турбины задается в пределах $\eta_t^* = 0,9 - 0,92$. Расхождение в один процент между принятым значением η_t^* и полученным при окончательном расчете турбины эквивалентно изменению площади F_2 на выходе из турбины от 0,5 до 1,5 %.

С учетом обеспечения прочности турбинных лопаток производится выбор основных параметров турбины. Поэтому после нахождения F_2 необходимо определить максимальную величину напряжений, возникающих в корневом сечении рабочей лопатки. Это важно сделать, чтобы убедиться,

что основные данные для расчета турбины и выбранная форма проточной части могут быть осуществлены в пределах, обеспечивающих заданный запас прочности.

Для определения запасов прочности ограничимся определением величины напряжений растяжения от центробежных сил.

Для лопатки с постоянным поперечным сечением по высоте максимальное растягивающее напряжение от центробежных сил в корневом сечении:

$$\sigma_{p.v} = 2\pi \varrho \left(\frac{n}{60}\right)^2 F_2 \quad (3.13)$$

Рабочие лопатки турбины всегда выполняются с переменным сечением по длине, уменьшающемся от корня к верхнему периферийному сечению лопатки. Из-за этого напряжения растяжения в корневом сечении реальной лопатки будут меньше, чем в лопатке с постоянным сечением. Это обычно учитывается с помощью коэффициента формы лопатки $K_\phi < 1$:

$$\sigma_p = \sigma_{p.v} K_\phi = 2\pi \varrho \left(\frac{n}{60}\right)^2 F_2 K_\phi \quad (3.14)$$

Коэффициент формы зависит от относительной длины лопаток D_{cp}/h_{cl} , характеризуемый также относительным диаметром $\bar{d} = D_v/D_n$, от отношения площадей периферийного f_n и корневого f_v сечений лопатки $\bar{f} = f_n/f_v$ и закона изменения площади поперечного сечения по ее длине.

Для линейного закона изменения площадей сечений по длине лопатки коэффициент формы:

$$K_\phi = \frac{1 + \bar{f}}{2} - \frac{1 - \bar{f}}{6} \frac{h_{cl}}{D_{cp}} \quad (3.15)$$

Численное значение коэффициента формы для различных законов изменения площади по длине лопатки можно определить с помощью графика $K_\phi = \phi(\bar{f})$ (см. рис. 3.8) [1].

Для подавляющего большинства рабочих лопаток турбин авиационных ГТД значение коэффициента формы изменяется в довольно узких пределах - $K_\phi = 0,48 - 0,54$ [2].

Для более объективной оценки надежности рабочей лопатки необходимо знать запас прочности в ней. Поэтому к σ_p добавляются некомпенсированные центробежными силами пера лопатки остаток изгибных напряжений и определить допустимые напряжения по характеристике длительной прочности материала лопатки.

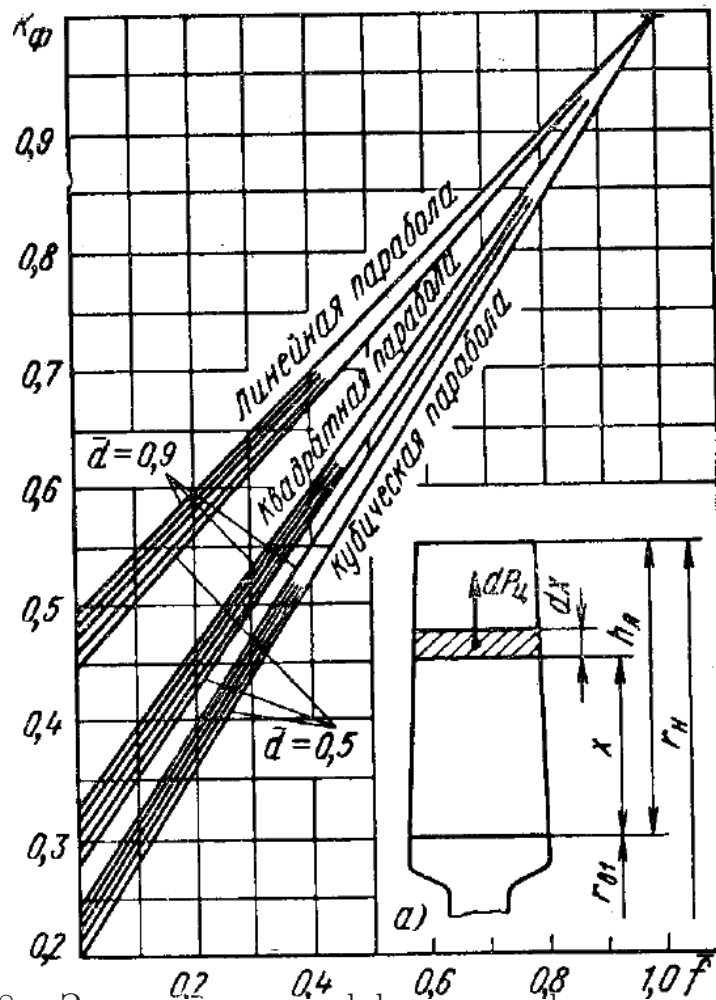


Рисунок 3.8 – Зависимость коэффициента формы лопатки K_ϕ от \bar{f} и \bar{d} для различных законов изменения площади сечения по длине лопатки

Величина остатка изгибных напряжений $\sigma_{изг}$ определяются диапазоном изменения нагрузки от действия газовых сил. Чем больше этот диапазон, тем больше величина остатка изгибных напряжений.

По изменению расхода газа через турбину определяют изменение нагрузки от газовых сил, действующие на лопатку. На рис. 3.9 приведен график зависимости отношения $\sigma_{изг}/\sigma_p$ от относительного максимального расхода газа G_{max}/G_0 , где G_{max} - максимальный расход газа через турбину во всем диапазоне изменения режимов работы двигателя, а G_0 - расход газа в стендовых условиях, соответствующий максимальному приведенной частоте вращения [2].

Суммарное напряжения в лопатках:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_{изг} = \left(1 + \frac{\sigma_{изг}}{\sigma_p}\right) \sigma_p \quad (3.16)$$

Допустимые напряжения в лопатках зависят от материала лопаток и

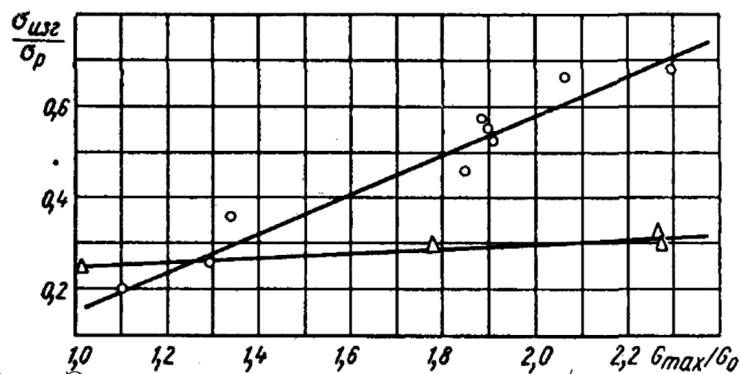


Рисунок 3.9 – Зависимость отношения $\sigma_{изг}/\sigma_p$ от относительного максимального расхода газа G_{max}/G_0 : ○ - лопатки без бандаж; Δ - лопатки с проволочным или полочным бандажом

температуры наиболее напряженного нижнего сечения лопаток.

Температура лопатки T_l определяется температурой потока, заторможенного в относительном движении.

$$(T_{1w}^*)_{в} = T_{0i}^* - \frac{u_b^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \left(2 \frac{1 + K_{\phi}(1 + \mu_b)}{1 + K_{\phi}} - 1 \right) \quad (3.17)$$

где $T_{0i}^* = T_0^* - \frac{L_t - \sum L_{ист}}{\frac{k}{k-1} R}$, а $\sum L_{ист}$ - суммарная работа впереди стоящих ступеней.

Из-за отвода тепла в диск, особенно при охлаждении замкового соединения и подмешивании в поток газа воздуха из полости перед диском турбины, температура лопатки в корневом сечении в отличие от других сечений не равна температуре обтекающего газа и эта разница составляет от $50^\circ C$ до $150^\circ C$, а при охлаждении пера лопатки разница еще больше.

Температура лопатки в корневом сечении: $(T_l^*)_{в} = (T_{1w}^*)_{в} - \Delta T$, где ΔT - поправка, учитывающая характер температурного поля вдоль радиуса, отвод тепла в диск и охлаждение лопаток.

Для изготовления сопловых и рабочих лопаток турбин есть прочностные характеристики некоторых материалов (рис. 3.10) [2]. Где уровень нагружения $P = T(\lg \tau + 20)$, τ - длительность нагружения до разрушения. Пользуясь этой характеристикой, можно найти допустимые напряжения σ_d для выбранного материала, как отношение разрушающих напряжений σ_b , к нормированному запасу прочности. Для этого нужно знать температуру лопатки, время ее работы при этой температуре и величину требуемого запаса прочности.

Если при расчете будет получено $\sigma_d < \sigma_{\Sigma}$, то не будет обеспечен необходимый запас прочности:

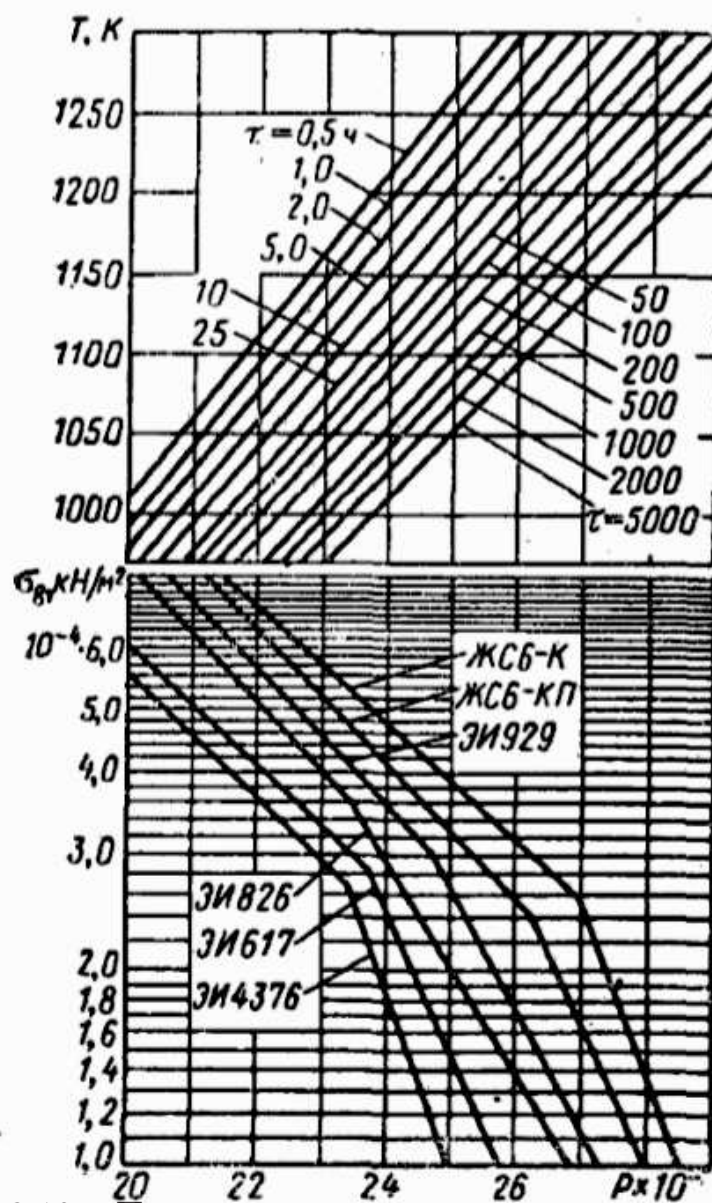


Рисунок 3.10 – Пределы длительной прочности материалов

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_\Sigma} < n_{\text{норм}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_D} \quad (3.18)$$

Тогда необходимо уменьшать температуру лопатки путем введения специального охлаждения ее или понижения температуры газа перед турбиной, либо уменьшить σ_Σ . Чтобы уменьшить σ_Σ , надо уменьшать или $\sigma_{\text{изг}}$ или σ_p . Уменьшение $\sigma_{\text{изг}}$ нецелесообразно, так как изгибающее напряжение само по себе невелико, а уменьшение его приведет к необходимости делать широкую лопатку и, следовательно, к увеличению веса (массы) турбины, что крайне нежелательно. Поэтому нужно уменьшать σ_p , за счет уменьшения выходной площади F_2 , коэффициента формы K_Φ или частоты вращения турбины.

3.7.3 Схема проточной части турбины

В многоступенчатой турбине наблюдаются три наиболее характерные формы проточной части (рис. 3.11) [2]. При этом у всех трех схем один и тот же наибольший диаметр, и одной и той же высоте лопатки последней ступени турбины, которая имеет наибольшую длину.

Проточная часть с $D_n = \text{const}$ (см. рис. 3.11, а) позволяет получить наибольшее значение окружных скоростей во всех ступенях, что дает уменьшение количество ступеней или увеличения значений коэффициентов нагрузки. Достоинством такой схемы проточной части является то, что $\gamma_n = 0$. Это означает, что величина радиального зазора не изменяется при взаимном осевом смещении ротора и статора турбины, обычного при работе двигателя.

Недостатком такой формы является повышенная масса из-за больших диаметральных размеров дисков и их толщины (так как огромные окружные скорости на периферии). Так же возникают повышенные значения вторичных и концевых потерь в первых ступенях из-за малых высот лопаток. Но еще то, что повышенные значения $\gamma_{вт}$ могут привести к отрыву потока у корня, тем более, что в этих сечениях степень реактивности мала по значению, потока характеризуется и малой диффузорностью.

Проточная часть с $D_{вт} = \text{const}$ (см. рис. 3.11, в) при том числе ступеней, что и в схеме с $D_n = \text{const}$, в принципе могла бы иметь меньшую массу, чем другие схемы проточной части, но из-за пониженных окружных скоростях в первых ступенях могут увеличить коэффициент нагрузки, для снижения которых целесообразно увеличить число ступеней, и тогда выигрыша в массе не будет. При этом, $\gamma_n \neq 0$, что может привести к трудности обеспечения неизменности величины радиального зазора при работе двигателя. Такая проточная часть используется для маломощных двигателей с малым расходом газа, когда при выборе основных размеров турбины важно обеспечить приемлемые высоты лопаток. Схема, у которой внутренний диаметр постоянный, обеспечивает наибольшую высоту лопатки на входе по сравнению с другими, так как $D_{ср1}$ получается пониженным.

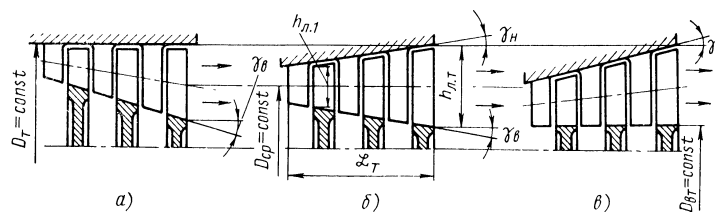


Рисунок 3.11 – Типовые формы меридионального сечения проточной части многоступенчатой турбины

Проточная часть с $D_{ср} = \text{const}$ (см. рис. 3.11, б) является промежуточной. Основное достоинство это равномерное распределение угла уширения

меридионального сечения проточной части.

При проектировании турбины следует не допускать повышенных значений углов раскрытия (рекомендуется $\gamma_{н(вт)} \leq 20^\circ \dots 25^\circ$)

3.8 Охлаждение лопаток газовых турбин

Повышение температуры перед турбиной является одним из путей улучшения основных данных газотурбинных двигателей, а именно увеличение удельной мощности, уменьшение удельного расхода топлива и удельного веса. Но при повышении температуры газа перед турбиной мы ограничиваем прочность сопловых и рабочих лопаток. Чтобы увеличить запас прочности лопаток до значений, требуемых надежностью эксплуатации, возможно уменьшить напряжения или невозможно, или приведет к утяжелению двигателя и существенно снизит выгоды. Решение этой задачи идет по двум направлениям, а именно через повышение жаропрочности материалов или через охлаждение лопаток, благодаря чему обеспечивается надежность работы лопаток при высокой температуре.

3.8.1 Открытая схема воздушного охлаждения

Существует множество известных способов охлаждения, а именно воздушное охлаждение по замкнутой схеме, внутреннее и внешнее жидкостное охлаждение, а также использование промежуточного теплоносителя, но открытая схема воздушного охлаждения элементов газовой турбины имеет ряд преимуществ. А это простота и эксплуатационная надежность. Принцип открытой схемы воздушного охлаждения заключается в том, что воздух, отбираемый из компрессора, охладив лопатки, поступает в проточную часть.

При такой схеме охлаждения главное обеспечить минимальное количество расхода охлажденного воздуха, так как при его повышении выгода от повышения температуры газа меньше, и поэтому требуется создать такой высокоэффективную конструкцию лопатки, на охлаждения которой расход охлаждающего воздуха при прочих равных условиях был бы наименьшим.

При открытой схеме воздушного охлаждения температура лопаток может быть снижена относительно температуры омывающего газа посредством внутреннего конвективного, пленочного (заградительного) и пористого охлаждения, хотя в реальной лопатке обычно сочетаются несколько способов теплоотвода.

При внутреннем конвективном охлаждении лопаток, охлаждающий воздух течет по специальным каналам внутри лопатки и выпускается в проточную часть. Представлены некоторые схемы воздушного охлаждения на рис. 3.12 [2].

В основном на рис. 3.12 представлена схема движения охлаждающего воздуха по каналам в радиальном направлении.

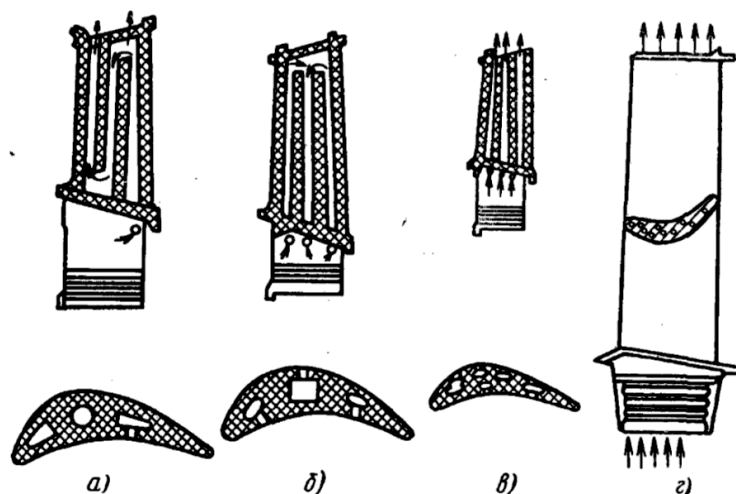


Рисунок 3.12 – Схемы охлаждаемых лопаток турбин двигателей: а - «Тайн»; б - «Конвей» в - «Спей»; г - «Олимп»

Но необходимость повысить интенсификацию охлаждения привела к появлению петлевых лопаток, в которых потока меняет направление на обратное и может выходить в радиальном направлении и в выходную кромку, т.е. в поперечном направлении. (рис. 3.13) [8].

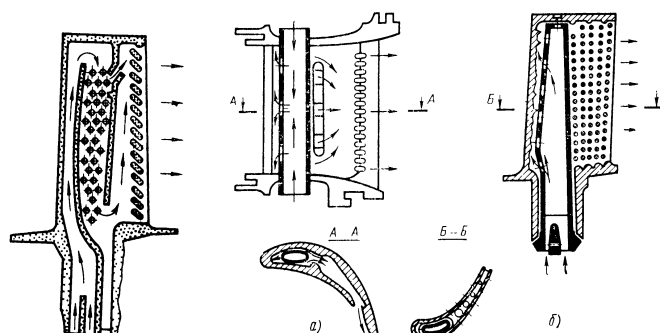


Рисунок 3.13 – Слева - конструктивная схема рабочей лопатки со смешанным продольно-поперечным направлением движения охлаждающего воздуха и петлевым движением в продольном направлении (вторая ступень двигателя JT9D); справа - конструктивные схемы турбинных лопаток с дефлекторными вставками (а - сопловая лопатка первой ступени турбины двигателя «Конуэй»; б - рабочая лопатка первой ступени - JT9D-7)

Поперечное движение охлаждающего воздуха увеличивает эффективность охлаждения при реализации в лопатках с внутренним вставным дефлектором (или направляющей трубкой). Как показано, например, на рис. 3.13 справа, применение вставной трубки кроме двустороннего подвода и поперечного направления потока охлаждающего воздуха дает возможность

обеспечить также ударное (струйное) охлаждение наиболее теплонапряженной входной кромки лопатки.

Недостатком внутреннего конвективного охлаждения является возрастание теплового потока через стенку лопатки из-за интенсификации охлаждения, например, за счет предварительного снижения температуры охлаждающего воздуха. Но также, в лопатках такой схемы существует большая неравномерность температур металла стенок лопаток, приводящая к дополнительным термическим напряжениям.

Лопатки с пленочным охлаждением не имеют такого недостатка, при котором воздух из внутренних полостей выходит на обтекаемую газом поверхность лопатки и, образуя защитную пленку, снижает температуру материала лопатки.

На рис. 3.14 показана схема комбинированной лопатки, в передней части которой реализуется пленочное охлаждение, а в задней - конвективное.

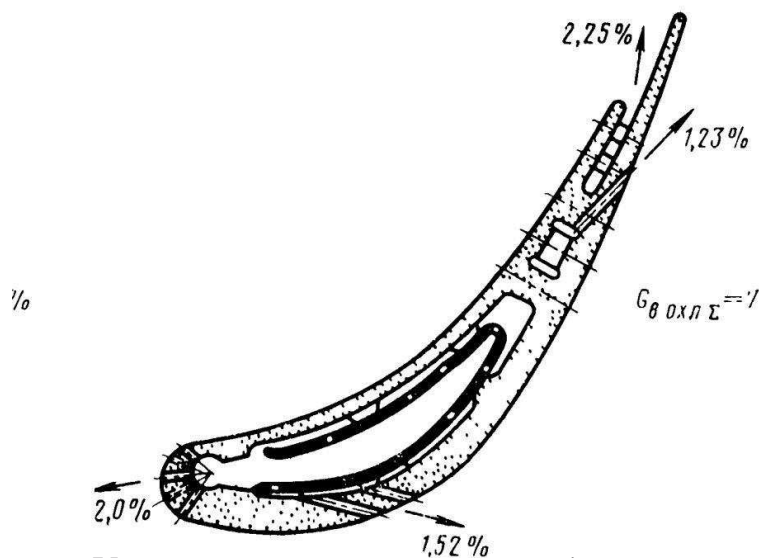


Рисунок 3.14 – Конструктивная схема комбинированной сопловой лопатки с пленочным охлаждением входной части и конвективным охлаждением остальной части лопатки с помощью вставного дефлектора для организации поперечного течения воздуха (первая ступень JT9D-7 [8])

Воздух подводится в переднюю полость лопатки сверху и выходит в проточную часть через отверстия в области входной кромки, создавая воздушную пелену на поверхностях спинки и корыта лопатки. В заднюю полость лопатки воздух подводится вначале в дефлектор, а затем через отверстия в дефлекторе поступает на внутреннюю поверхность полости лопатки, течет поперек спинки и корыта и выходит через щелевые каналы в выходной кромке. Чтобы скорости истечения в каналах обеспечивали равномерное распределение турбины охлаждения, величины проходных се-

чений охлаждающих каналов должны меняться.

Эффективность пленочного охлаждения значительна у места выпуска охлаждающего воздуха, потому что быстро убывает по мере размыва и прогрева защитной пелены основным потоком газа. Из-за этого в настоящее время используют лопатки с развитой перфорацией, т.е. с выпуском воздуха по всей поверхности лопатки через многорядные системы отверстий.

При пористом охлаждении воздух выпускается на поверхность профиля для распределения защитного эффекта через систему малых отверстий (пор), пронизывающих всю толщину специального материала лопатки, образуя воздушный теплозащитный слой. На рис. 3.15 показана реализация пористого охлаждения в виде несущего стержня, с окружающей его оболочкой из пористого материала.

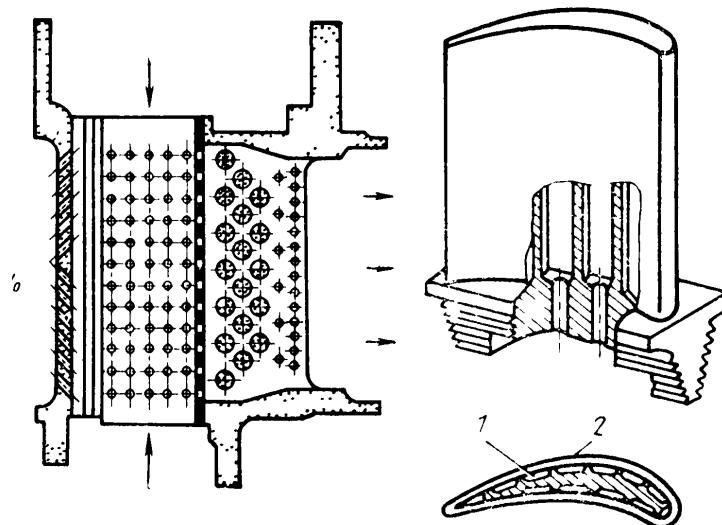


Рисунок 3.15 – Схема лопатки с пористым охлаждением: 1 - несущий стержень; 2 - оболочка из пористого материала

Для обеспечения оптимального расхода охлаждающего воздуха по обводу профиля необходимо, чтобы форма несущего стержня и оболочки, а также размеры каналов между стержнем и проницаемой оболочкой были подобраны.

Недостатком такого охлаждения является нестабильность размеров проходных каналов и отверстий для прохода охлаждающего воздуха, в результате чего после нескольких часов работы каналы становятся заполненными посторонними частицами и эффект охлаждения ухудшается. Еще одним недостатком является то, что недостаточная жаропрочность материала оболочки ограничивает возможность для реализации повышенных температур перед турбиной.

3.8.2 Лопатки с внутренним конвективным охлаждением

Снижение температуры охлаждаемых лопаток относительно температуры омывающего их газа обуславливается процессами теплообмена между газом и лопаткой, с одной стороны, между лопаткой и охлаждающим воздухом, протекающим по каналам внутри лопатки, с другой, и распространением тепла в теле самой лопатки.

Простейшая схема распределения температуры в элементе стенки при конвективном охлаждении (рис. 3.16) [2]. Определение температур на горячей и холодной стороне стенки определяются из уравнений:

$$\begin{cases} q = \alpha_{\Gamma}(T_{\Gamma}^* - T_{\text{ст}}) \\ q = \alpha_{\text{охл}}(T_{\text{ст}2} - T_{\text{охл}}^*) \end{cases}$$

где α_{Γ} и $\alpha_{\text{охл}}$ - местные значения коэффициентов теплоотдачи соответственно от газа к лопатке и от лопатки к охлаждающему воздуху.

Однако распространенным критерием для оценки интенсивности охлаждения является коэффициент температурной эффективности охлаждения:

$$\theta_{\text{ст}} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{л}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*} \quad (3.19)$$

где $T_{\text{л}} = (T_{\text{ст}1} + T_{\text{ст}2})/2$ это температура лопатки.

Для оценки интенсивности охлаждения или определение местных значений температуры материала лопатки надо определить местные значения коэффициентов теплоотдачи, в зависимости от геометрических и режимных параметров турбинной решетки и системы ее охлаждения.

При расчете теплоотдачи от газа к лопатка необходимо определить α_{Γ} . Как показано на рис. 3.17 [8], величина α_{Γ} существенно изменяется по обводу профиля, поэтому нельзя использовать осредненный коэффициент теплоотдачи для всей лопатки, так как оказывается недостаточным для надежного расчета ее теплового состояния. Для определения коэффициентов теплоотдачи от газа и лопатки используются опытные данные, положенные в соответствии с теорией подобия процессов теплопередачи, т.е. с использованием критериальных уравнений.

Как показано на рис. 3.17, по обводам лопатки обычно выделяют три (иногда и более) характерных участка, отличающиеся уровнем значений коэффициента теплоотдачи от газа к лопатке: 1 - входной кромки профиля; 2 - вогнутой и выпуклой частей профиля; 3 - выходной кромки профиля.

Для определения величины коэффициента α_{Γ} на всех участках используется критериальное уравнение теплоотдачи:

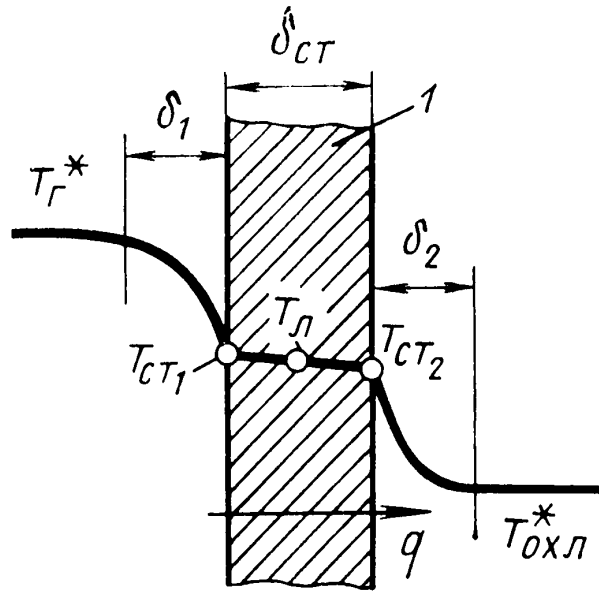


Рисунок 3.16 – Распределение температуры при местной теплопередаче через плоскую стенку: 1 - охлаждаемая лопатка

$$Nu_{\Gamma} = A_{\Gamma} Re_{\Gamma}^m \quad (3.20)$$

где коэффициент A_{Γ} и показатель m , как и характерные линейные размеры, входящие в выражения чисел Нуссельта (Nu) и Рейнольдса (Re), различны для участков профиля лопатки [из холщевникова].

При определении коэффициента теплоотдачи от лопатки к охлаждающему воздуху ($\alpha_{охл}$), проходящему по внутренним каналам в теле лопатки, определяется прежде всего конструкцией этих каналов и характером течения воздуха в них. Затруднительно получить однозначных зависимостей, так как существует многообразие форм и размеров внутренних каналов, а также сложный характер течения в них и наличие центробежных сил во вращающихся лопатках. Поэтому делают необходимые экспериментальные исследования и доводку практически каждой вновь создаваемой конструкции.

Для практических расчетов зависимости и коэффициенты можно использовать, например, одно критериальное уравнение. Учитывая, что внутренние каналы в лопатке имеют значительную относительную длину $l = l/d_k$ ($d_k = 4F_k/\Pi$) - гидравлический диаметр канала; F_k - площадь сечения; Π - смоченный периметр канала, используют критериальное соотношение, полученных для прямых труб при турбулентном режиме течения:

$$Nu_{охл} = 0,018 Re_{охл}^{0,8} \varepsilon_l \varepsilon_r \varepsilon_t \quad (3.21)$$

$$\text{где } Re_{охл} = \frac{w_{охл} d_k}{\nu_{охл}} = \frac{(\rho w)_{охл} d_k}{\mu_{охл}} = \frac{G_{охл}}{F} \frac{d_k}{\mu_{охл}}$$

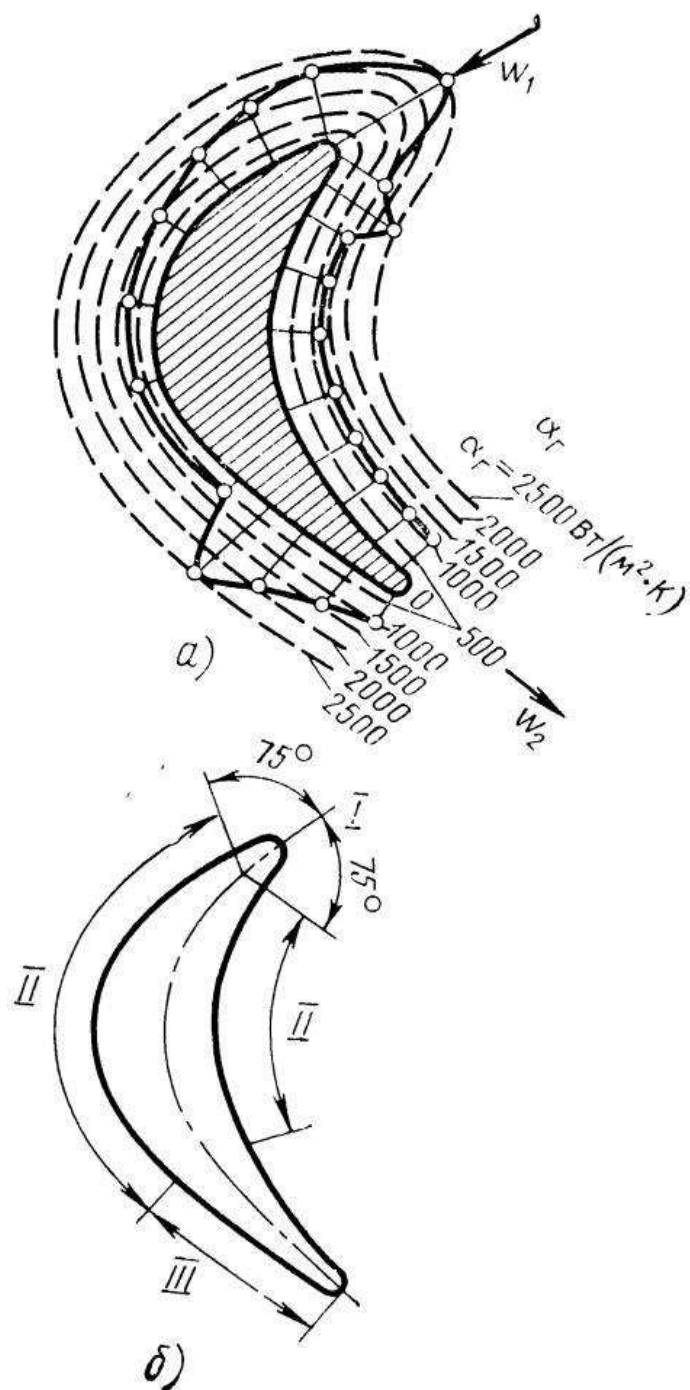


Рисунок 3.17 – Эпюры распределение местных коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля (а) и характерные участки профиля турбинной лопатки (б)

а ε_l , ε_r , ε_t - поправочные коэффициенты, учитывающие соответственно относительную длину и кривизну каналов, а также специфические условия теплообмена в них.

Формула (3.21) справедлива для всех случаев, когда течение в охлаждающих каналах можно уподобить течению в длинных трубопроводах

$(\bar{l} > 10...15)$ [8].

Различные средства интенсификации теплообмена являются особыми случаями для расчета теплопередачи от лопатки к охлаждающему воздуху, например, струйное натекание на внутреннюю поверхность входной части профиля при вытекании охлаждающего воздуха из отверстий в дефлекторе. Струйное натекание, близкое по характеру к внешнему обтеканию нагретой стенки, позволяет интенсифицировать процесс охлаждения этой наиболее теплонапряженной части профиля (входной кромки).

Существует множество используемых средств интенсификации теплоотдачи от лопатки к охлаждающему воздуху, а именно различные турбулизаторы потока в виде штырьков, перемычек, вихревых камер и др. Но их установка увеличивает гидравлическое сопротивление тракта охлаждающего воздуха, а следовательно, и энергетические затраты на его прокачку.

3.8.3 Потери в охлаждаемой турбине и ее КПД

К появлению дополнительных потерь и снижению коэффициента КПД воздействует охлаждение наиболее нагретых элементов проточной части турбины и прежде всего сопловых и рабочих лопаток.

Эти дополнительные потери подразделяются на следующие группы [8]:

1. Термодинамические потери возникают при отводе некоторого количества тепла в процессе расширения газа в турбине. Охлаждение целесообразно только тогда, когда оно дает возможность повысить температуру перед турбиной в такой мере, чтобы не только компенсировать наличие этих термодинамических потерь, но и получить термодинамический эффект по удельным показателям двигателя.

2. Газодинамические потери в проточной части охлаждаемой турбины:

1) Потери, возникающие при конструктивной технологичности охлаждаемой турбины, например, применение более толстых лопаток, повышенной толщиной выходной кромки.

2) Увеличение профильных и вторичных потерь из-за увеличения потерь трения в неизотермическом пограничном слое.

3) При выпуске охлаждающего воздуха в проточную часть и его смешение с основным газовым потоком возникают газодинамические потери, которые реализуются при протекании охлаждающего воздуха по уплотнениям системы подвода этого воздуха, а также утечки в тракте подвода охлаждающего воздуха.

Такое разбиение потерь приведено из-за того, что слишком уж сложен характер процессов, протекающих в сопловых и рабочих лопатках, особенно для лопаток, где используются комбинированные типы охлаждения.

Эффективный КПД охлаждаемой решетки, представляющий собой отношение кинетической энергии смеси газа и охлаждающего воздуха за ре-

шеткой к сумме располагаемых энергий основного газового потока и охлаждающего воздуха, характеризует газодинамическую эффективность.

$$\eta_{p.эф} = \frac{(G_{\Gamma} + G_{охл\ i\ CA})c_1^2/2}{G_{\Gamma}L_{\Gamma\ CA\ S} + \sum G_{охл\ i}L_{охл\ i\ S}} \quad (3.22)$$

где c_1 - средняя скорость выровненного потока газовой смеси за охлаждаемой решеткой CA, а располагаемые энергии основного потока и охлаждающего воздуха для всех i мест его выпуска определяются по формулам:

$$L_{\Gamma\ CA\ S} = \frac{c_{\Gamma\ CA\ S}^2}{2} = \frac{k}{k-1}RT_{\Gamma}^* \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_{\Gamma}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (3.23)$$

$$L_{охл\ i\ S} = \frac{c_{охл\ i\ S}^2}{2} = \frac{k}{k-1}RT_{охл\ i}^* \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_{охл\ i}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (3.24)$$

Коэффициент скорости потока за охлаждаемой решетки представляется в виде:

$$\varphi_{охл} = c_1/c_{\Gamma\ CA\ S} \quad (3.25)$$

Но коэффициент скорости не полностью характеризует газодинамическую эффективность, так как изоэнтропическая скорость основного потока $c_{\Gamma\ CA\ S}$ в данном случае может рассматриваться как условная масштабная величина для сравнения c_1 .

Величина $\varphi_{охл}$ может стать больше единицы, когда $G_{охл}^- = G_{охл}/G_{\Gamma}$, но это соответствует повышенной энергии, принесенной в поток охлаждающим воздухом, но не показывает о высокой газодинамической эффективности самой решетки. Но $\varphi_{охл}$ позволяет подчеркнуть сложный характер процессов в охлаждаемой турбине.

Коэффициент потерь в охлаждаемой решетке:

$$\zeta_{охл} = 1 - \eta_{p.эф} = 1 - \varphi_{охл}^2 \frac{1 + G_{охл}^-}{1 + \sum G_{охл}^- \frac{L_{охл\ i\ S}}{L_{\Gamma\ CA\ S}}} \quad (3.26)$$

Влияние выпуска охлаждающего воздуха в заднюю кромку типовой сопловой лопатки показано на рис. 3.18 [из холщевникова].

На рисунке 3.18 видна зависимость $\delta\varphi_{\text{охл}} = \varphi_{\text{охл}} - \varphi_{\text{неохл}}$ от $G_{\text{охл}}^-$. Как видим на участке 1 потери в охлаждаемой лопатке меньше, чем в неохлаждаемой лопатки ($\varphi_{\text{охл}} > \varphi_{\text{неохл}}$), так как воздух, выдуваемый в заднюю кромку, уменьшает разряжение в закромочной области, а значит и уменьшение кромочных потерь. На участке 2 преобладающее влияние оказывает значительная величина потерь на смещение потоков. На участке 3 идет увеличении энергии потока за решеткой (из-за этого увеличивается c_1) за счет повышенной доли энергии, приносимой в поток охлаждающим воздухом.

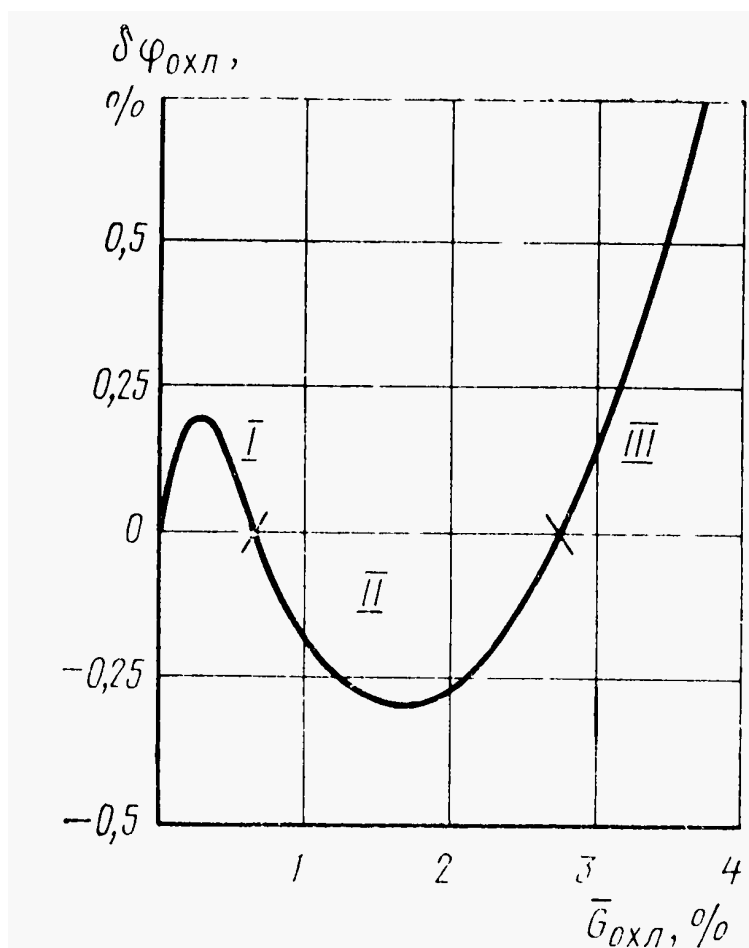


Рисунок 3.18 – Кривая влияния выдува охлаждающего воздуха в заднюю кромку сопловой лопатки на изменение коэффициента скорости

Оценка газодинамической эффективности охлаждаемой турбины может быть охарактеризована эффективным КПД:

$$\begin{cases} \eta_{\text{т.эф}} = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{т}} L_{\text{т}} S + \sum G_{\text{охл}} L_{\text{охл}} iS} \\ \eta_{\text{т.эф}}^* = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{т}} L_{\text{т}}^* S + \sum G_{\text{охл}} L_{\text{охл}}^* iS} \end{cases}$$

где $N_{\text{т}}$ - мощность на валу турбины; $L_{\text{т}} S$ и $L_{\text{т}}^* S$ - изоэнтропическая работа расширения основного газового потока; $L_{\text{охл}} iS$ и $L_{\text{охл}}^* iS$ - изоэнтро-

пическая работа расширения каждого из i вводов охлаждающего воздуха в турбину при его расширении до давления p_2 и p_2^* .

Из-за тепловых и газодинамических потерь в системе подвода параметры воздуха, поступающего на охлаждение сопловой и рабочей решеток различен. Так же надо учитывать, что охлаждающий воздух для СА расширяется сначала до давления в осевом зазоре и потом только после смешения с основным потоком, так же и охлаждающий воздух для РК, расширяется до давления за ступенью.

Все это делает затруднительное использование оценки газодинамической эффективности, особенно в расчетах первого приближения, когда конструкция системы охлаждения еще неизвестна, а значит и неизвестна и ее параметры.

В основном для оценки газодинамической эффективности охлаждения сопловых и рабочих решеток используют данные, полученные опытным путем - продувок.

4 Камера сгорания

Камера сгорания нужна для повышения температуры рабочего тела, проходящего через двигатель. Подвод тепла реализуется в ней путем непрерывного сжигания топлива в воздушном потоке.

Причем к авиационному топливу предъявляется множество требований, а именно это малая токсичность, большие сырьевые ресурсы и небольшая стоимость, высокие массовая удельная теплота сгорания H_u и плотность ρ_T , и конечно же эксплуатационные требования, такие как стабильность физико-химических свойств при хранении и прокачивании по трубопроводам.

4.1 Рабочий процесс в камерах сгорания

Для повышение эффективности двигателя необходимо повышать температуру газа перед турбиной и решать проблемы с сжиганием топлива.

Первая проблема возникает в результате того, что воздушный поток на входе в камеру сгорания больше скорости распространения пламени на два порядка в нетурбулизированном потоке. Из-за чего пламя будет унесено потоком. Поэтому приходится сближать эти скорости. Эта проблема решается путем установки диффузора 1 за компрессором в передней части камеры сгорания (рис. 4.1) [3], что позволяет уменьшить среднюю скорость потока в зоне горения камеры. Также эта проблема решается путем применения турбулизации потока, что позволяет увеличить скорость распространения пламени.

Второй проблемой является согласование величины заданного для камеры сгорания значения коэффициента избытка воздуха α и потребного в зоне горения $\alpha_{з.г.}$. С учетом неустановившихся коэффициент избытка воздуха изменяется в широких пределах: $2 < \alpha < 10$ [3].

Решение к этой проблеме является технологическое усовершенствование камеры сгорания, а именно разделения поступающего из компрессора воздуха на два разных потока: один участвует в процессе горения, тем самым обеспечиваются концентрационные пределы горения; другой - обтекает зону горения и смешивается с продуктами сгорания, охлаждая их до нужной температуры. В конструкцию из-за этого вносится жаровая труба 6, разделенной на зоны горения и смешения (см. рис. 4.1).

Третья проблема заключается в том, что процесс горения должен быть стабилизированным. Эта задача решается путем организации зоны обратных токов 5 с помощью фронтального устройства 4, которым называют головную часть жаровой трубы вместе с воздушным завихрителем 3 вокруг топливной форсунки 2.

Четвертой проблемой является обеспечение высокой полноты сгорания

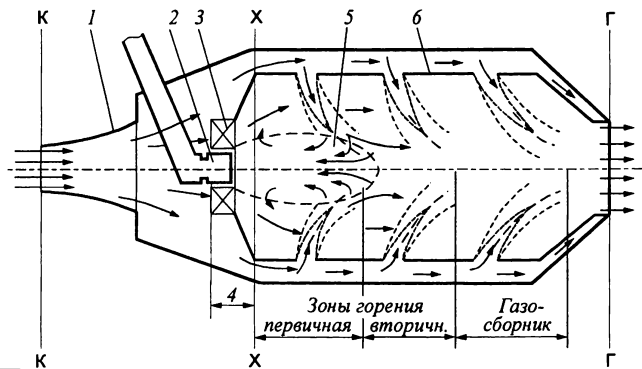


Рисунок 4.1 – Принципиальная схема течения воздуха в основных камерах сгорания с воздушным лопаточным завихрителем

топлива и экологических требований. Для этого необходимо подготовить горючую смесь нужного состава и газодинамической структуры, т.е. топливо надо распылить и испарить. Надо обеспечить местный коэффициент избытка воздуха, соответствующий условию $\alpha_{з.г} = 0,4...2,2$ [3]. В организации рабочего процесса камеры сгорания занимает центральное место форсунки, системы подачи топлива и фронтального устройства, для подготовки горючей смеси, а именно: подача, распыливание и испарение топлива, перемешивание его с воздухом, воспламенение и поддержание постоянного очага пламени.

Пятая проблема возникает в результате обеспечения или снижения неравномерности температурного поля в выходном сечении камеры. Это проблема решается с помощью специально спроектированного для этой цели газосборника (см. рис. 4.1).

Шестая проблема, возникает при решении охлаждения стенок жаровой трубы, так как от продуктов сгорания к стенке передается лучистый и конвективный теплообмен, температура которых при $\alpha_{з.г} \approx 1$ превышает 2500 К. При такой температуре стенки прогорают и конструкция станет неработоспособной.

4.1.1 Типичные схемы камер сгорания

Камеры сгорания делятся по общей компоновки на три типа (рис. 4.2) [3].

Трубчатые или индивидуальные камеры сгорания (рис. 4.2, а) представляют собой отдельный узел; на двигатель ставят несколько индивидуальных камер, каждая из которых имеет свой корпус и жаровую трубу, жаровые трубы в свою очередь соединены патрубками, перебрасывающими пламя.

Трубчато-кольцевая камера сгорания состоит из нескольких жаровых труб, размещенных в общем кольцевом корпусе, где жаровые трубы соединены в выходной части и объединены газосборником в виде короткого

кольцевого канала (рис. 4.2, б).

Кольцевая камера сгорания состоит из кольцевого корпуса, внутри которого встроена кольцевая жаровая труба, имеющая в головной части кольцевой ряд форсунок (рис. 4.2, в). Преимущество кольцевых прямоточных камер сгорания состоит в том, что в таких камерах обеспечивается более равномерное поле температур на входе в турбину и более надежный запуск двигателя. Также гидравлическое сопротивление течению воздуха оказывается меньше при применении кольцевой жаровой трубы. А также для ее охлаждения требуется меньше воздуха.

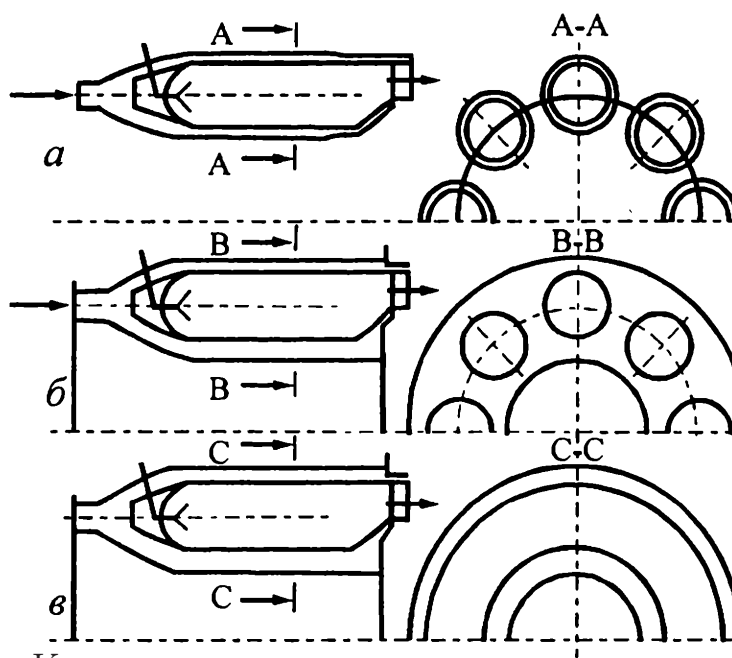


Рисунок 4.2 – Компонировочные схемы камер сгорания: а - трубчатая; б - трубчато-кольцевая; в - кольцевая

В настоящее время широкое распространение находят многофорсуночные, а также двухзонные кольцевые камеры сгорания.

Известна также схема кольцевых камер с распылением топлива через вал турбокомпрессора, применяемая на некоторых двигателях вертолетов и крылатых ракет.

4.1.2 Подготовка горючей смеси

С помощью форсунок, которые установлены во фронтальном устройстве жаровой трубы, начинается распыливание топлива. Форсунки бывают механические, пневмомеханические, пневматические и испарительного типа.

Снижение размеров капель топлива и повышение равномерности распределения топлива по зоне горения определяют качество распыливания топлива, что в свою очередь оказывает влияние на обеспечение высокой

полноты сгорания топлива и снижения выброса вредных веществ. Качество распыливания является следствием перемешивания двух потоков - топлива и воздуха, причем в механических форсунках оно в значительной степени определяется скоростью движения топлива относительно газовой среды.

Для повышения эффективности смесеобразования важно увеличивать не абсолютную, а относительную скорость движения двух потоков. Из-за этого широкое применение получили форсунки, в которых топливный факел или кольцевая топливная пленка обдуваются высокоскоростным потоком воздуха. Такая схема рассеивания называется пневматическим.

Но наиболее широкое применение в камерах сгорания ГТД нашли пневмомеханические форсунки (рис. 4.3) [3], которые объединяют достоинства механических и пневматических форсунок. Этими достоинствами является то, что топливо распыленное с помощью центробежного распылителя 4, который присутствует у механических форсунок, образует на цилиндрической поверхности 5 пленку, которая обдувается двумя потоками воздуха (применительно у пневматических форсунок), закрученного лопаточными завихрителями 6 и 7. В итоге, такое комбинированное распыливание топлива способствует быстрому испарению капель, улучшенному перемешиванию паров и капель топлива с воздухом и нужному распределению их в пространстве.

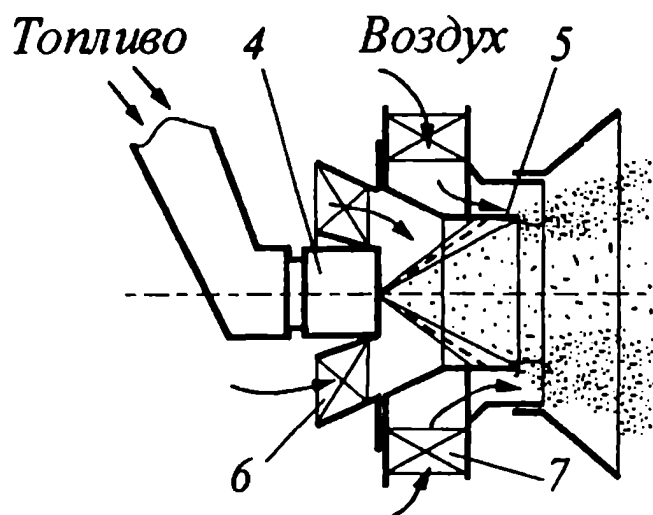


Рисунок 4.3– Двухъярусная пневмомеханическая форсунка камеры сгорания ГТД

После того, как форсунки распылили топливо, идет перемешивание его с воздухом, после чего подогревается и испаряется - подготавливается горючая смесь нужного состава и газодинамической структуры. После форсунок, главным звеном структуры потока является зона обратного тока.

Для образования зоны обратного тока устанавливается V-образный стабилизатор (рис. 4.4) [3].

Поток 1, натекающий на стабилизатор 2, отклоняется от осевого направления и, стекая с его кромки, воздействует как эжектор на массу воздуха за ним, т.е. отсасывает ее. За стабилизатором образуется область пониженного давления, в которую подсасывается воздух из основного потока. Из-за этого возникает зона обратного тока 3. Длина этой зоны в 2...4 раза больше ширины V-образного стабилизатора.

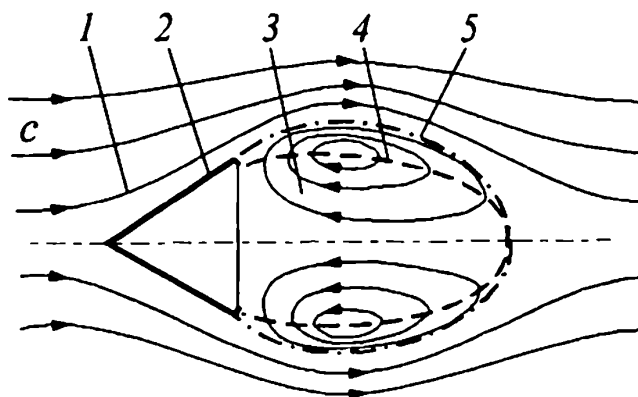


Рисунок 4.4– Структура потока за V-образным стабилизатором пламени

Зона циркуляции 5 образуется в пространстве между зоной обратного тока и прилегающего к ней частью внешнего, обтекающего ее потока. Между зоной обратного тока и циркуляции располагается "слой смешения", который характеризуется небольшими скоростями потока, но высоким уровнем турбулентных пульсаций в поперечном направлении, и является поэтому идеальным местом стабилизации пламени.

4.1.3 Форсажные камеры сгорания

Рабочий процесс форсажной камеры отличается от работы в камере сгорания, расположенной перед турбиной. Существенное отличие состоит в том, что форсажная камера не имеет жаровой трубы, разделенной на зоны горения и смешения. Также габариты форсажной камеры намного больше, фронтное устройство заменено на V-образные стабилизаторы, по-другому происходит распределение и перемешивания топлива.

Для одноконтурных с форсажной камерой двигателей, рабочий процесс осуществляется в условиях состава смеси близкого к стехиометрическому, когда коэффициент избытка воздуха $\alpha_v = 1$, чтобы получить максимальную тягу.

Типичная схема форсажной камеры для ТРД показано на рис. 4.5 [3].

Температура газа на выходе из форсажной камеры принимается близкой к ее максимально возможному значению. Из-за этого в камере выгорает

практически весь кислород, и нет необходимости делить воздух на горения и смешивания. Поэтому не нужна и жаровая труба, разделенная на зону горения и смешивания.

При увеличении длины форсажной камеры обеспечивается высокая полнота сгорания для того, чтобы смесь стала однородной. расположение форсажной камеры находится за турбиной и поэтому температура и скорость потока больше, чем на входе в основную камеру сгорания, а давление в несколько раз меньше ($p_T^* \approx p_K^* / \pi_T^*$).

Из-за уменьшения давления и плотности перед входом в форсажную камеру приходится увеличивать площадь поперечного сечения. Чтобы диаметральный габариты не выходили за допустимые пределы, приходится принимать достаточно высокую скорость потока, но тогда увеличиваются потери полного давления. Положительным моментом в форсажной камере является то, что благодаря более высокой температуре газа на входе облегчаются задачи испарения топлива и подготовки горючей смеси, поэтому в форсажных камер нету первичной и вторичной зоны горения.

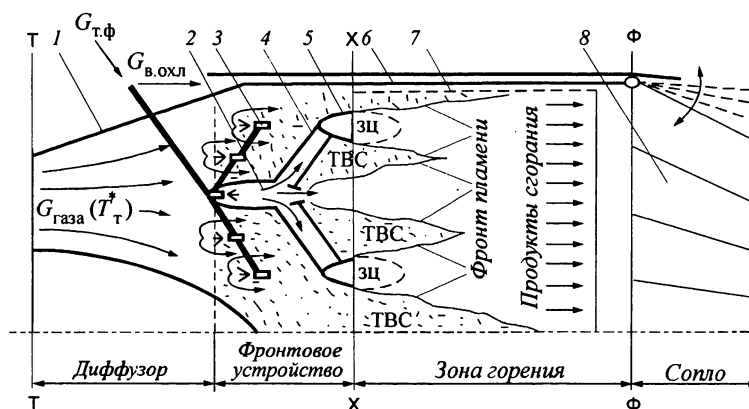


Рисунок 4.5 – типичная схема организации горения топлива в форсажной камере: 1 - диффузор; 2 - форкамера; 3 - топливные форсунки; 4 - пламяперебрасывающий уголок; 5 - V-образный стабилизатор пламени; 6 - корпус камеры; 7 - антивибрационный экран; 8 - створки регулируемого сопла

Получения смеси близкой к однородной нельзя получить только при увеличении длины форсажной камеры. Для равномерного распределения топлива по большой площади в форсажной камере используют струйные форсунки.

Особенностью форсажной камеры ТРДДФсм является тем, что кроме газа из турбины, поступает воздух наружного контура. Средняя температура потоков наружного и внутреннего контура $T_{см}^*$ меньше по сравнению с величиной T_T^* на ТРДФ. Но при одинаковой температуре газа на выходе из форсажной камеры степень подогрева рабочего тела на ТРДДФсм больше, т.е. форсажная камера ТРДДФсм многорежимная.

Форсажные камеры ТРДДФсм выполняют с большим числом топлив-

ных коллекторов (7...9) для их ступенчатого включения в работу. Камера с наружным контуром связана с вентилятором. при изменении режима ее работы, в особенности включение и выключение камеры, сопровождается изменением противодавления за вентилятором и может оказать влияние на устойчивость работы. Эту проблему в основном решают путем регулирования минимального сечения сопла.

4.2 Основные характеристики камер сгорания

К основным характеристикам камер сгорания относится ее эффективность, надежность и экологичность. первыми называют зависимости критериев эффективности (η_{Γ} , $\sigma_{\kappa.c}$) от параметров, определяющих режим работы.

Влияние состава топливовоздушной смеси α на величину коэффициента полноты сгорания η_{Γ} зависит следующим образом. При отклонении коэффициента избытка воздуха α от α_p коэффициент η_{Γ} уменьшается, особенно при $\alpha < 2$. Одновременно с снижением α увеличивается относительный расход топлива $q_T = G_T/G_B$, при этом смесь в зоне горения становится богатой, что означает недостаток воздуха как окислителя. Из-за чего смесь не может полностью сгореть в этой зоне и выносится в зону смешения. После чего происходит охлаждение из-за интенсивного подвода вторичного воздуха и горение становится невозможным вследствие резкого снижения температуры.

При большим уменьшении α снижается температура продуктов сгорания и происходит срыв пламени.

При $\alpha > \alpha_p$ происходит уменьшение q_T , топливовоздушная смесь в зоне горения обедняется ($\alpha > 2$), но температура продуктов сгорания уменьшается. Вследствие чего снижается скорость как химических реакций, так и процесса в целом. В результате, при достижении максимального коэффициента избытка воздуха происходит срыв пламени.

В зависимости от давления p_{κ}^* , температуры T_{κ}^* и скорости воздушного потока на входе в камеру сгорания коэффициент полноты сгорания изменяется как мы видим на рис. 4.6 [3].

На рис. 4.6 видно, что полнота сгорания топлива сохраняется постоянной только при $p_{\kappa}^* > 150...200$ и $T_{\kappa}^* > 900$. При снижении этих параметров значение коэффициента полноты сгорания ухудшается.

От давления p_{κ}^* зависит распыливание топлива. При снижении p_{κ}^* ухудшается распыливание топлива еще и вследствие соответствующего уменьшения расхода топлива и, следовательно, давления его подачи из форсунки. В свою очередь при изменении подачи давления в форсунках, пропорционально изменяется скорость истечения топлива. Для увеличения скорости истечения применяется двухканальная форсунка, где при малых G_T один

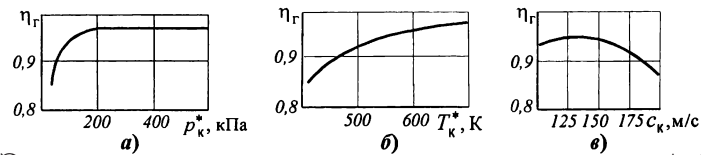


Рисунок 4.6 – Зависимости величины $\eta_{\text{г}}$ от давления $p_{\text{к}}^*$ (а), температуры $T_{\text{к}}^*$ (б) и скорости $c_{\text{к}}$ (в) воздушного потока на входе в камеру сгорания

из каналов автоматически отключается, площадь входного сечения уменьшается, а скорость увеличивается.

Также при снижении давления $p_{\text{к}}^*$ ниже определенного значения, часть топлива не успевает испариться и сгореть, так как возрастает средний диаметр капле топлива. В результате температура газа в зоне горения уменьшается.

От давления $p_{\text{к}}^*$ зависит и количество теплоты, которое передается из зоны обратных токов свежей топливовоздушной смеси. При уменьшении давления $p_{\text{к}}^*$, уменьшается и количество теплоты, что в конечном итоге его оказывается недостаточно для воспламенения топлива и происходит срыв пламени.

На скорости химических реакций сгорания топлива также влияет и температура в камере сгорания $T_{\text{к}}^*$. При снижении параметра $T_{\text{к}}^*$ ухудшается процесс испарения топлива, а следовательно и качество топливовоздушной смеси. Большая часть теплоты не успевает сгореть при уменьшении температуры $T_{\text{к}}^*$. Из-за этого снижается полнота сгорания, и все меньше тепла передается из зоны обратных токов для воспламенения свежей смеси. В результате может произойти срыв пламени.

Положительное влияние на распыливание топлива, его испарение, а следовательно на интенсивность процесса сгорания и его полноту оказывает увеличение скорости потока воздуха на входе в камеру сгорания, так как повышается турбулентность потока. Но при этом уменьшается время пребывания топливовоздушной смеси в зоне высоких температур, что оказывает отрицательное влияние на полноту сгорания. Максимальное значение коэффициента полноты сгорания достигается при низких $c_{\text{к}}$. При достижении скорости $c_{\text{к}max}$ происходит срыв пламени, так как время пребывания меньше времени сгорания.

4.2.1 Потери полного давления в основной камере сгорания

Потери полного давления оцениваются с помощью коэффициента восстановления полного давления в камере сгорания $\sigma_{\text{к.с}} = p_{\text{г}}^*/p_{\text{к}}^* = 1 - \Delta p_{\text{к.с}}^*/p_{\text{к}}^*$. Снижение давления снижается $(p_{\text{к}}^* - p_{\text{г}}^*) = \Delta p_{\text{к.с}}^*$ из-за гидравлического сопротивления камеры сгорания и тепловых потерь полного давления, обусловленных подводом тепла.

Проявление гидравлических потерь в большей степени происходит в диффузоре и фронтовом устройства, т.е. в зонах до тепловыделения. Поэтому камеру сгорания можно представить в виде двух последовательных участков: гидравлического (от сечения К на выходе из компрессора до сечения Х на выходе из диффузора (см. рис. 4.3)) и теплового (от сечения Х до сечения Г на входе в турбину).

Коэффициенты восстановления полного давления в этих участках:

$$\sigma_{\text{гидр}} = p_x^*/p_k^* = 1 - \Delta p_{\text{гидр}}^*/p_k^* \quad (4.1)$$

$$(4.2)$$

$$\sigma_{\text{теп}} = p_\Gamma^*/p_x^* = 1 - \Delta p_{\text{теп}}^*/p_x^* \quad (4.3)$$

Тогда $\sigma_{\text{к.с}} = \sigma_{\text{гидр}}\sigma_{\text{теп}}$

Возникновение гидравлических сопротивлений связано с вязкостью газа и гидравлического сопротивления камеры сгорания. Значение последнего определяется сложностью движения воздуха и газа в проточной части камеры, которое берет свое начало с диффузорного канала и потом сопровождается внезапными расширениями потока. Это расширение возникает в результате прохождения газа через различные отверстия и завихрители, обтеканием элементов конструкции, а именно форсунок, пламеперебрасывающие патрубки, узлы крепления.

Величина $\Delta p_{\text{гидр}}^*$ определяется путем холодной продувки камеры в процессе специальных испытаний вне двигателя. По результатам испытания находится коэффициент гидравлического сопротивления, который представляет собой величину потерь в долях от скоростного напора на входе (в сечении К).

$$\xi = p_{\text{гидр}}^*/\frac{\rho_k c_k^2}{2} \quad (4.4)$$

Уменьшение полного газа осуществляется при подводе тепла к движущемуся потоку - это имеет место тепловым потерям.

Они являются следствием автотурбулизации потока во фронте пламени (и далее по течению) и увеличения вязкого трения газа, что приводит к повышению затрат на преодоление сопротивления. Последнее связано также с уменьшением плотности газа и соответствующим увеличением его скорости.

Коэффициент восстановления полного давления для тепловых потерь:

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{p_\Phi^*}{p_x^*} = \frac{f(\lambda_x)}{f(\lambda_\Phi)} \quad (4.5)$$

где p_x^* и p_Φ^* - полное давления в сечениях X и Φ в форсажных камерах сгорания (см. рис. 4.5), а λ_x и λ_Φ - приведенные скорости в соответствующих сечениях.

Тепловые потери полного давления, как и гидравлические, увеличиваются с повышением λ_x , и тем значительнее, чем больше степень подогрева газа T_Φ^*/T_x^* в форсажной камере.

Коэффициент восстановления полного давления основных камер сгорания большинства современных ГТД должен находиться в пределах $\sigma_{к.с} = 0,94...0,96$ [3].

5 Выходные устройства воздушно-реактивного двигателя

Неотъемлемым элементом выходных устройств является сопло на двигателях прямой реакции или диффузорное устройство, которое используется на турбовальных двигателях, где не используется тяга.

5.1 Назначение выходных устройств

Сопло выполняет две основные функции, а именно служит для преобразования тепловой и потенциальной энергии газа в кинетическую энергию вытекающей струи, т.е. для увеличения динамического импульса газового потока на выходе из двигателя и, соответственно, для увеличения тяги двигателя. Обеспечивает заданную пропускную способность на выходе из двигателя, что способствует с помощью сопла согласовывать режимы работы компрессора и турбины. Диффузорное выходное устройство обеспечивает уменьшение давления за турбиной, что повышает теплоперепад на турбине и, следовательно, увеличивает мощность двигателя.

Чтобы оптимально согласовать работу компрессора и турбины, сопла двигателей сверхзвуковых ЛА делают регулируемыми. Современные выходные устройства могут обеспечить отклонение выходной струи вплоть до изменения направления ее движения на противоположное.

5.1.1 Основные параметры режима

При оценке режима работы сопла следует иметь в виду два потока: внешний и внутренний или основной.

Внешний поток характеризуется числом Маха полета M_n , а внутренний характеризуется приведенной скоростью в выходном сечении λ_c , которая определяется отношением статического и полного давления газа в этом сечении. Иначе говоря, это отношение определяется величиной

$$\pi_c = p_T^*/p_c \quad (5.1)$$

отношение полного давления газа в сечении Т на входе в сопло к статическому давлению в сечении С на выходе из него (рис. 5.1) [3].

Величина π_c называется степенью понижения давления газа в канале сопла или действительной степенью понижения давления.

Располагаемая степень понижения давления - это отношение полного давления газа на входе в сопло к давлению окружающей среды:

$$\pi_{c,p} = p_T^*/p_n \quad (5.2)$$

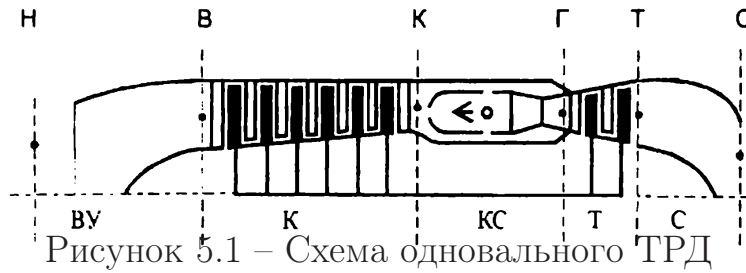


Рисунок 5.1 – Схема одновального ТРД

Соотношение π_c и $\pi_{c,p}$ являются основными параметрами, характеризующими работу сопла. Если $\pi_c = \pi_{c,p}$, то $p_c = p_n$, то реализуется расчетный режим или режим полного расширения. В других случаях, если давление на выходе из сопла не равно давлению окружающей среды, то сопло работает в режиме недорасширения или перерасширения, как правило, нерасчетные режимы работы.

5.1.2 Процесс расширения газа в канале сопла

Процесс расширения газа в канале сопла показан на $i-s$ диаграмме (рис. 5.2) [3], по которой можно проследить соотношение между изменяемыми параметрами и скоростью истечения газа из сопла.

Скорость истечения для изоэнтروпического процесса расширения:

$$c_{cs}^2/2 = c_{p\Gamma} T_T^* - c_{p\Gamma} T_{cs} \quad (5.3)$$

Эту формулу можно преобразовать отношение температур T_T^*/T_{cs} через отношение давлений p_T^*/p_c

$$c_{cs}^2 = \sqrt{2c_{p\Gamma} T_T^* \left(1 - 1/\pi_c^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} \right)} \quad (5.4)$$

Из этих формул π_c - действительная степень понижения давления ($\pi_c = p_T^*/p_c$) и c_c - соответствующая ей скорость в выходном сечении сопла.

Но если мы рассчитываем скорость истечения на расчетном режиме, то $\pi_c = p_T^*/p_n$.

Таким образом, скорость истечения газа определяется полной температурой потока перед соплом и степенью понижения давления.

5.2 Основные требования к выходным устройствам и их классификация

Главным требованием к соплам двигателей является обеспечение минимальных потерь эффективной тяги, т.е. максимального значения коэф-

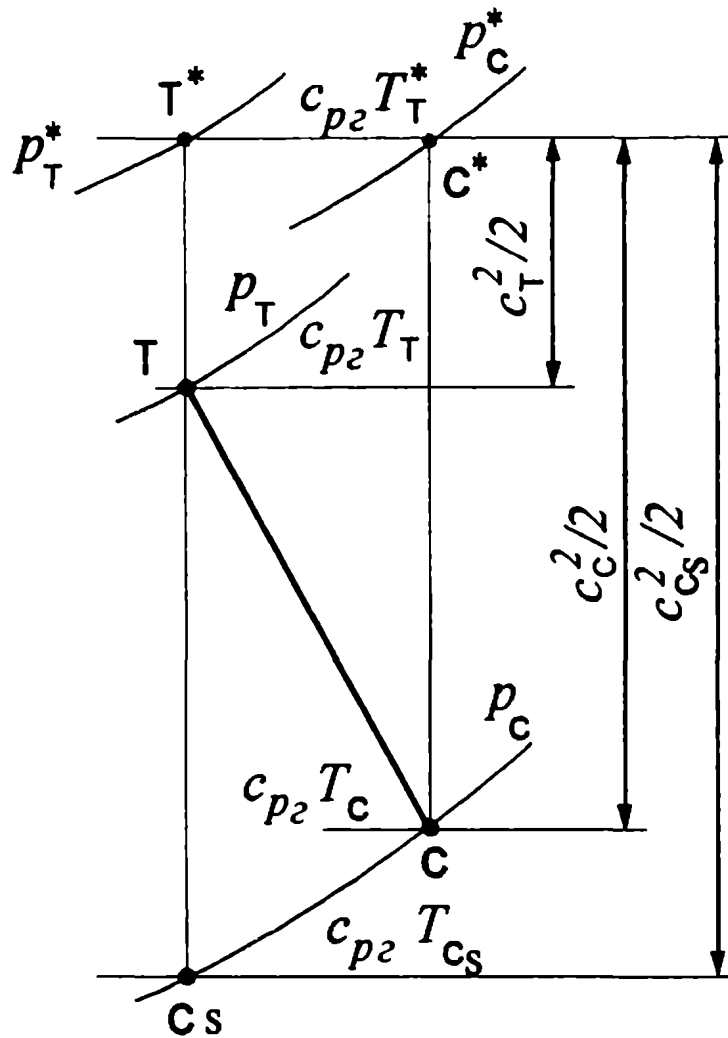


Рисунок 5.2 – Диаграмма i-s процесса расширения газа в канале сопла

фициента $\bar{P}_{с.эф} = P_{с.эф}/P_{сs}$.

Обеспечение минимальной степени понижения давления π_c является требованием к диффузорным выходным устройствам.

Конечно же, как и для всех узлов авиационных двигателей, к выходным устройствам предъявляется требование обеспечения малой массы, технологичности производства, приемлемой стоимости, а также эксплуатационные требования: надежная работа, простота конструкции и обслуживания.

Выходные устройства делятся на дозвуковые и сверхзвуковые. Различие их прежде всего это скорость истечения из сопла, для дозвуковых скорость истечения не превышает скорости звука, для сверхзвуковых скорость истечения сверхзвуковая.

Сужающееся сопло

В свою очередь дозвуковые выходные устройства делятся на два типа: сужающиеся сопла и диффузорные входные устройства. Сужающиеся сопла устанавливаются на турбореактивных двигателях, эксплуатирующихся при $M_{\text{п}} < 1,5$.

В сужающихся соплах полное расширение потока происходит при докритической и критической степени понижения давления. При $k_{\text{г}} = 1,33$

$$\pi_{\text{кр}} = \left(\frac{k_{\text{г}} + 1}{2} \right)^{\frac{k_{\text{г}}}{k_{\text{г}} - 1}} = 1,85 \quad (5.5)$$

Реализуются следующие режимы работы:

- 1) докритические при $\pi_{\text{с.р}} < \pi_{\text{кр}}$. В этом случае $p_{\text{с}} = p_{\text{н}}$ и приведенная скорость $\lambda_{\text{с}} < 1$;
- 2) недорасширения потока при $\pi_{\text{с.р}} > \pi_{\text{кр}}$. В этом случае $\lambda_{\text{с}} = \lambda_{\text{кр}} = 1$, а $p_{\text{с}} > p_{\text{н}}$. Это нерасчетные режимы работы;
- 3) критические при $\pi_{\text{с.р}} = \pi_{\text{кр}}$. В этом случае $p_{\text{с}} = p_{\text{н}}$ и $\lambda_{\text{с}} = 1$.

На режимах недорасширения в выходном сечении сужающегося сопла давление выше атмосферного $p_{\text{с}} = p_{\text{н}} \pi_{\text{с.р}} / \pi_{\text{кр}}$.

Значение тяги двигателя на нерасчетном режиме и на режиме недорасширения сужающегося сопла имеет меньшее значение, чем на расчетном режиме. Потери тяги иллюстрирует рис. 5.3 [3], на котором изображено распределение избыточного статического давления в расширяющейся части сопла Лаваля.

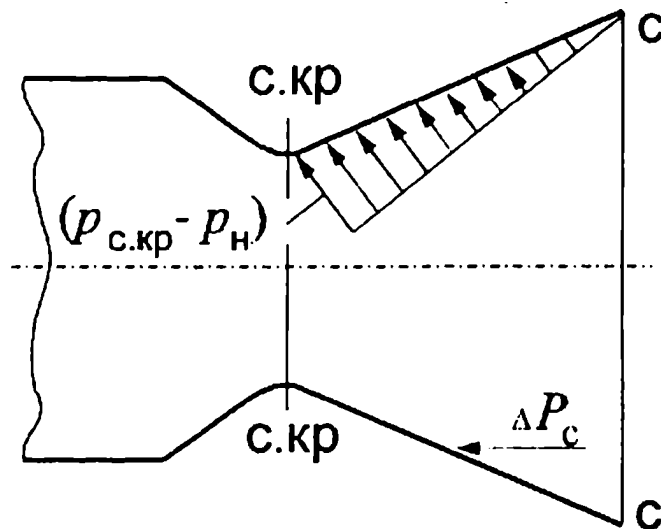


Рисунок 5.3— Распределение избыточного статического давления в расширяющейся части сопла

Осевая составляющая результирующей силы этого давления $\Delta P_{\text{с}}$ является составляющей тяги на двигателе с соплом Лаваля. Для двигателей

с сужающимся соплом при том же значении $\pi_{с.р}$ эта составляющая отсутствует, а статическая добавка к тяге $F_{с.кр}(p_{с.кр} - p_n)$ компенсирует эту потерю не полностью.

Чем больше $\pi_{с.р}$, тем больше разность площадей $F_c - F_{с.кр}$, а следовательно, и потери тяги от недорасширения. Поэтому с увеличением располагаемой степени понижения давления $\pi_{с.р}$ коэффициент тяги сопла \bar{P}_c уменьшается.

Коэффициент эффективной тяги двигателя $\bar{P}_{с.эф} = P_{с.эф} - P_{сs}$ зависит от числа M_Π . Эту зависимость можно рассмотреть по результатам экспериментальных исследований изолированного сужающегося сопла (рис. 5.4)[3].

По этой зависимости видно, что при $M_\Pi = 2$ коэффициент эффективной тяги 0,84 и продолжает уменьшаться с увеличением скорости.

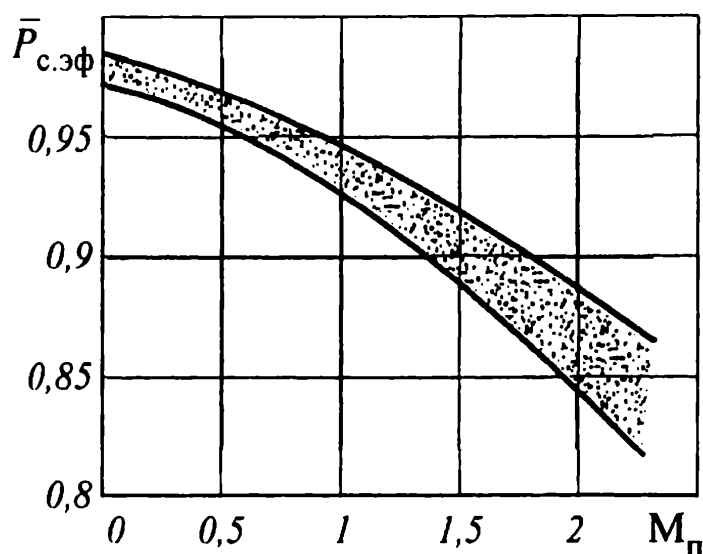


Рисунок 5.4 – Зависимость коэффициента $\bar{P}_{с.эф}$ изолированного сужающегося сопла от числа M_Π ($F_{с.кр}/F_{mid} \approx 0,3$)

При больших скоростях полета указанным потерям выходного импульса соответствуют примерно вдвое большие потери тяги. Поэтому при $M_\Pi = 2$ уменьшение эффективной тяги возникает из-за потерь на недорасширение потока и на преодоление кормового сопротивления, достигает 30%.

Пропускная способность $\mu_{сq}(\lambda_{с.кр})$ профилированных сопел в зависимости от располагаемой степени понижения давления при $\pi_{с.р} < \pi_{кр}$ изменяется практически так же, как и относительная плотность тока, а при $\pi_{с.р} > \pi_{кр}$ сохраняется постоянной.

Главной особенностью сужающегося сопла (рис. 5.5) [3], выполненной в виде конической насадки, является то, что поля статического давления и скорости потока в его выходном сечении существенно не равномерны. Статическое давление у кромки близко к атмосферному, но приближаясь

к оси сопла оно нарастет, оставаясь выше атмосферного, в итоге значение скорости меняется в противоположную сторону. Средняя скорость в выходном сечении всегда меньше звуковой и уменьшается при увеличении угла наклона образующей θ .

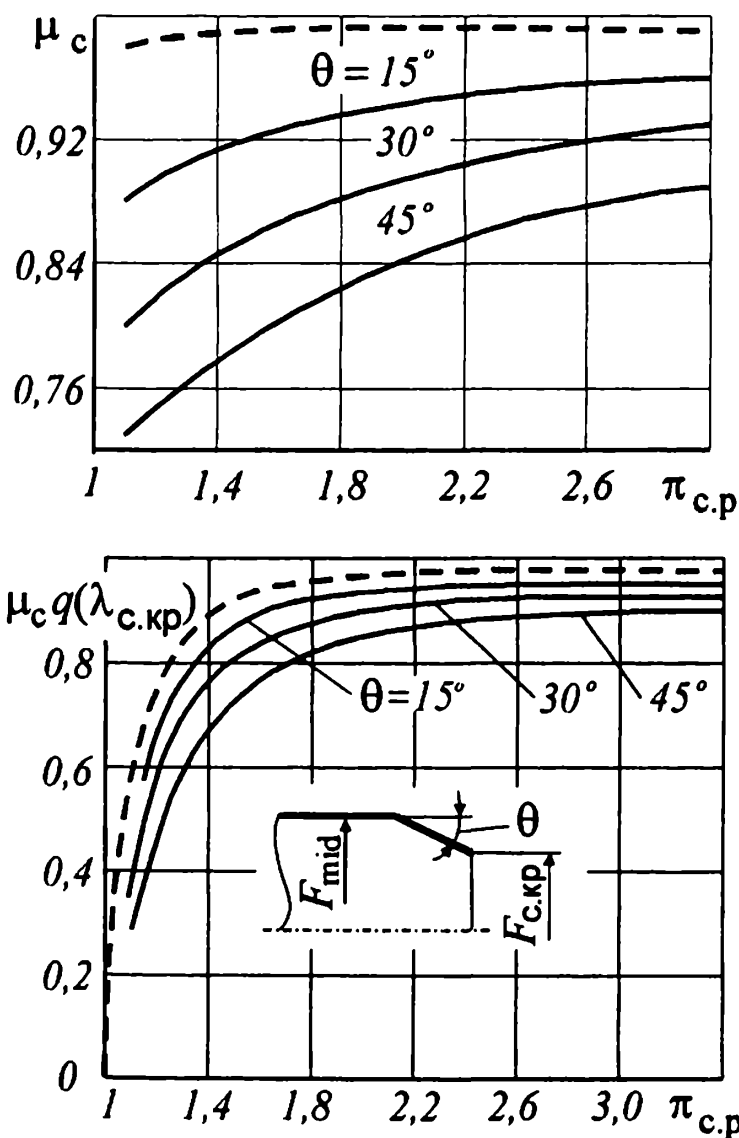


Рисунок 5.5 – Зависимость коэффициента расхода и относительной пропускной способности сужающихся сопел от $\pi_{с.р}$

Из-за неравномерности распределения полей давления и скорости максимальный коэффициент расхода и максимальная пропускная способность зависят от угла θ наклона образующей, заметно снижаясь с его увеличением. Возникновение максимума коэффициента расхода и пропускной способности возникают не при критической $\pi_{кр}$, а при более высокой располагаемой $\pi_{с.р}$, иными словами это степень понижения давления стабилизации потока $\pi_{с.стаб}$. Величина $\pi_{с.стаб}$ увеличивается при повышении θ . Но при снижении располагаемой степени понижения давления меньше стабилизации потока коэффициент расхода конического сопла уменьшается, а пропуск-

ная способность уменьшается значительно, чем относительная плотность токов.

В итоге, от угла наклона образующей конуса и режима работы зависит снижение действительного расхода газа через сужающееся коническое сопло по сравнению с его теоретическим значением (величина μ_c). На современных авиационных двигателях это снижение может достигать около 5% на критических и сверхкритических режимах истечения и достигает 20% на существенно докритических режимах ($\pi_{c.p} \approx 1, 2$).

Сужающиеся сопла имеют хорошие тяговые характеристики на дозвуковых скоростях полета, но большие потери тяги на сверхзвуковых скоростях при $\pi_{c.p} > 5 \dots 7$. Поэтому на двигателях развивающие сверхзвуковую скорость применяются более сложные выходные устройства.

Получили распространения сверхзвуковые сопла трех основных типов: сопла Лавалья, эжекторные сопла и сопла с центральным телом.

Сопло Лавалья

В отличие от сужающегося сопла в сопле Лавалья можно обеспечить полное расширение до атмосферного давления любой расчетной степени понижения давления $\pi_{c.расч} > \pi_{кр} >$ и получить сверхзвуковую скорость истечения потока. Это является главным преимуществом.

Выполненное сопло Лавалья с нерегулируемыми сечениями ($F_c/F_{c.кр} = const$) срабатывает только одну степень понижения давления, на которую оно рассчитано. Так как отношение площадей выходного и критического сечений определяется заданной степенью понижения давления из уравнения неразрывности

$$p_{c.кр}^* F_{c.кр} q(\lambda_{c.кр}) = p_c^* F_c q(\lambda_c) \quad (5.6)$$

Это однорежимное сопло: действительная степень понижения равна расчетной $\pi_c = \pi_{c.расч}$, и это основной его недостаток.

На расчетном режиме располагаемая степень понижения давления равна действительной $\pi_{c.p} = \pi_c = \pi_{c.расч}$ и реализуется полное расширение потока ($p_c = p_n$).

На режимах недорасширения ($\pi_{c.p} > \pi_{c.расч}$) давление на срезе сопла больше атмосферного и расширение газа до атмосферного происходит за соплом.

На режимах перерасширения ($\pi_{c.p} < \pi_{c.расч}$) при восстановлении давления до атмосферного возможно в свою очередь три характерных режима течения. Давление на срезе сопла восстанавливается до значения атмосферного давления в системе скачков за соплом тогда, когда значение $\pi_{c.p}$ ненамного меньше $\pi_{c.расч}$.

Физическую причину снижения тяги на таком режиме можно увидеть на рис. 5.6 [3].

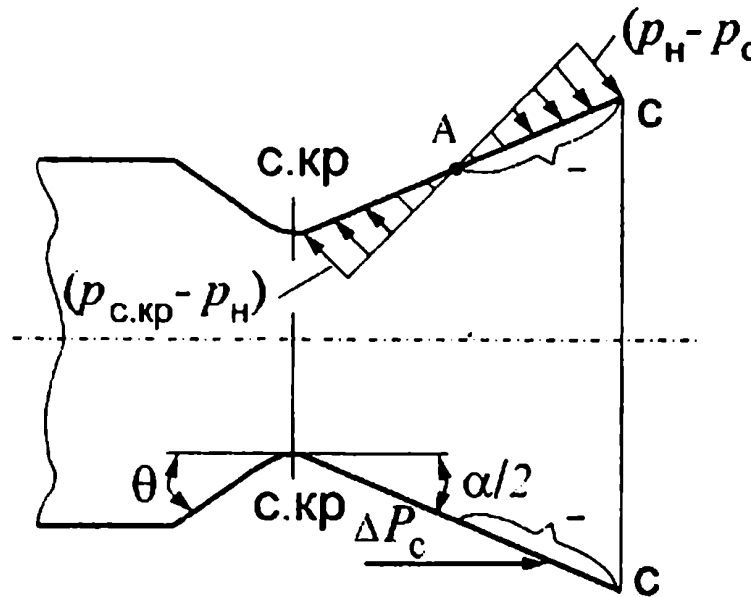


Рисунок 5.6 – Распределение избыточного давления и разрежения в расширяющейся части сопла Лавали

На эпюре распределения избыточного давления $(p_{с.кр} - p_H)$ и разрежения газа $(p_H - p_c)$ в расширяющейся части сопла Лавали, на участке АС приложена сила ΔP_c , направленная по потоку, т.е. сила сопротивления.

На режимах более значительного перерасширения замыкающий скачок уплотнения входит внутрь сопла, скорость за скачком дозвуковая и расширяющаяся часть сопла начинает работать как диффузор, в котором давление увеличивается до атмосферного в выходном сечении. На этих режимах потери тяги более значительные.

А при $\pi_{с.р} \ll \pi_{с.расч}$ происходит взаимодействие скачка уплотнения с пограничным слоем и в результате происходит отрыв потока.

Отрыв потока может произойти в критическом сечении. Но это происходит только тогда, когда большой угол раскрытия сверхзвуковой части сопла. И в этом случае сопло работает как сужающееся, так как в расширяющейся части практически не возникает отрицательная составляющая тяги.

Особенности работы сопла зависят еще от его геометрической формы, в том числе от суммарного угла излома контура $(\alpha/2 + \theta)$ и от радиуса скругления минимального сечения.

Тяговые характеристики нерегулируемого сопла Лавали в основном диапазоне режимов противоположны характеристикам сужающегося сопла, а именно, с увеличением степени понижения давления $\pi_{с.р}(M_H)$ коэффициент тяги сужающегося сопла снижается, а сопла Лавали повышается. При высоких M_H эффективно работает сопло Лавали, при малых M_H сужа-

ющееся сопло. На дозвуковых скоростях полета потери выходного импульса в сопле Лаваля в 3...4 раза больше по сравнению с потерями в сужающемся сопле.

На сверхкритических режимах работы пропускная способность сопла Лаваля остается постоянной, как и у профилированного сужающегося сопла, но на докритических режимах она больше, чем у сужающегося сопла (рис. 5.7) [3].

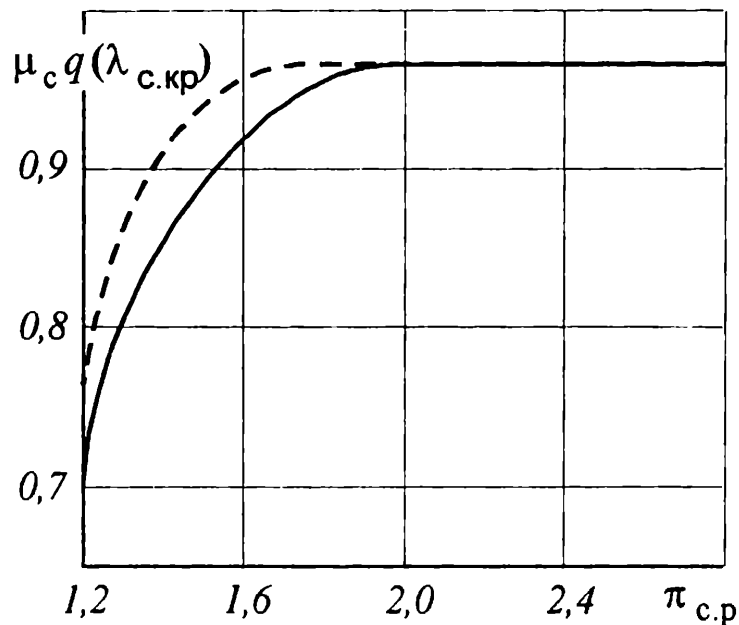


Рисунок 5.7 – Расходные характеристики сопла Лаваля (— — —) и профилированного сужающегося сопла (—)

Это происходит из-за того, что давление в критическом сечении меньше атмосферного, поскольку расширяющаяся часть работает на этих режимах как диффузор, т.е. понижает статическое давление в критическом сечении.

Для решения проблемы обеспечения эффективной работы в полном диапазоне скоростей разрабатываются регулируемые сопла Лаваля, а также сопла других типов: эжекторные и с центральным телом.

Эжекторные сопла

Сужающиеся сопла имеют большие потери от недорасширения на сверхзвуковых скоростях, поэтому придумали эжекторные сопла. С целью уменьшения этих потерь двигатель с сужающимся соплом устанавливается в хвостовой части фюзеляжа с заглублением. Тогда хвостовую часть фюзеляжа можно рассматривать как цилиндрическую обечайку сопла, в границах которой осуществляется расширение свободной сверхзвуковой струи (рис. 5.8).

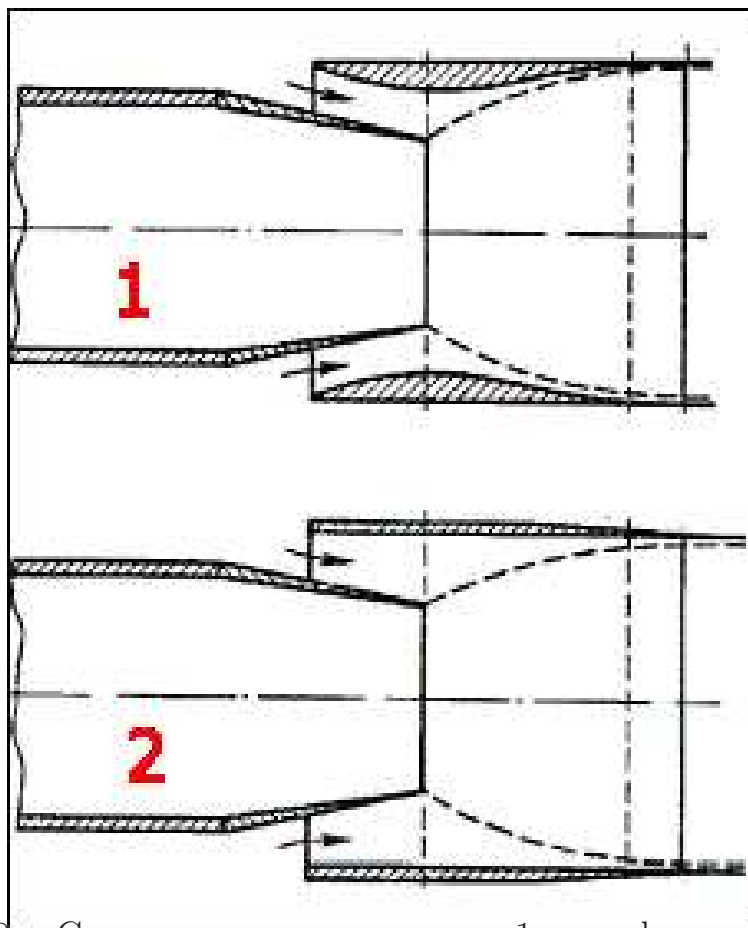


Рисунок 5.8 – Схема эжекторного сопла: 1 - профилированная обечайка; 2 - цилиндрическая обечайка

Такая схема сопла позволяет использовать его для охлаждения кормовой части двигателя и фюзеляжа путем подсоса охлаждающего воздуха, поступающего из проточной части или из внешней среды.

Эжекторное сопло можно рассматривать как сопло Лавали, у которого расширение газа в твердых стенках заменено на внешнее расширение в границах свободной сверхзвуковой струи, т.е. как сопло с внешним расширением. При высоких располагаемых степенях понижения давления работает как сопло Лавали, а при низких - как сужающееся сопло.

Но недостатком эжекторных сопел является то, что при повышенных скоростях ($M_p > 1,5$) проявляются повышенные потери полного давления, а следовательно, и выходного импульса, вызванное возникновением косых скачков уплотнения в области взаимодействия двух потоков и в месте присоединения сверхзвуковой струи к цилиндрической обечайке.

Простейшее эжекторное сопло, а именно, с цилиндрической обечайкой, имеет приемлемые характеристики при невысоких $\pi_{с.р}$ и нашло применение при $M_p < 1,6$.

Чтобы расширить диапазон применения эжекторных сопел, то их делают с профилированными расширяющимися стенками (см. рис. 5.8). В отли-

чие от сопла Лавалья они имеют разрыв сверхзвукового контура в области критического сечения или близки него. Поэтому такие выходные устройства называют также соплами с разрывом сверхзвукового контура.

Эжекторное сопло (с разрывом сверхзвукового контура) имеет две группы основных режимов (автомодельные и отрывные) и один переходный - режим запуска.

Режим, на котором сохраняется структура потока внутри сопла неизменной в диапазоне изменения степени понижения давления, называется автомодельным режимом. Это происходит при высоких $\pi_{с.р}$, низких \bar{P}_c и больших относительных длинах камеры смешения. Автомодельные режимы эжекторного сопла существенно отличается от автомодельного режима сопла Лавалья. Это отличие заключается в наличие скачков уплотнения внутри эжекторного сопла, которые являются следствием разрыва сверхзвукового контура и взаимодействия двух струй между собой и со стенками сопла. Из-за этого при одинаковых $\pi_{с.р}$ эжекторное сопло имеет большие потери высокого давления, а следовательно и выходного импульса.

Если струя активного потока не касается стенок сверхзвуковой части сопла, то такой режим называется отрывным. Отрывной режим реализуется при небольших $\pi_{с.р} < 5$ в условиях крейсерского дозвукового полета ($M_p < 0,85$), а так же на взлете самолета и при наборе высоты.

На таком режиме коэффициент тяги эжекторного сопла больше, чем тяга сопла Лавалья, так как в таком режиме и значении $\pi_{с.р}$ означает глубокие режимы перерасширения.

Режим запуска это работа сопла на переходе двух режимов: от отрывных в автомодельным. Он характеризуется неустойчивым, максимально возможным для данного сопла перерасширением потока и соответственно максимальными потерями.

Тыговые характеристики эжекторного сопла по сравнению с другими приведены на рис. 5.9 [3].

Из этого рисунка видно, что при автомодельном режиме, когда степень понижения давления высоко, то потери тяги этого сопла ($1 - \bar{P}_c$) приблизительно на 3% больше потерь в канале сопла Лавалья, но на 6% меньше по сравнению с потерями в сужающихся соплах. При отрывных режимах, потери тяги этого сопла примерно на 6% меньше, чем сопла Лавалья, но незначительно превышают потери в сужающемся сопле.

Поэтому эжекторное сопло - двухрежимное. Оно имеет положительные тяговые характеристики в широком диапазоне дозвуковых и в некотором диапазоне сверхзвуковых скоростей полета. Эжекторные сопла применяются при $M_{п} \leq 1,7 \dots 2$.

Расходные характеристики эжекторных сопел несущественно отличаются от характеристик сужающихся сопел.

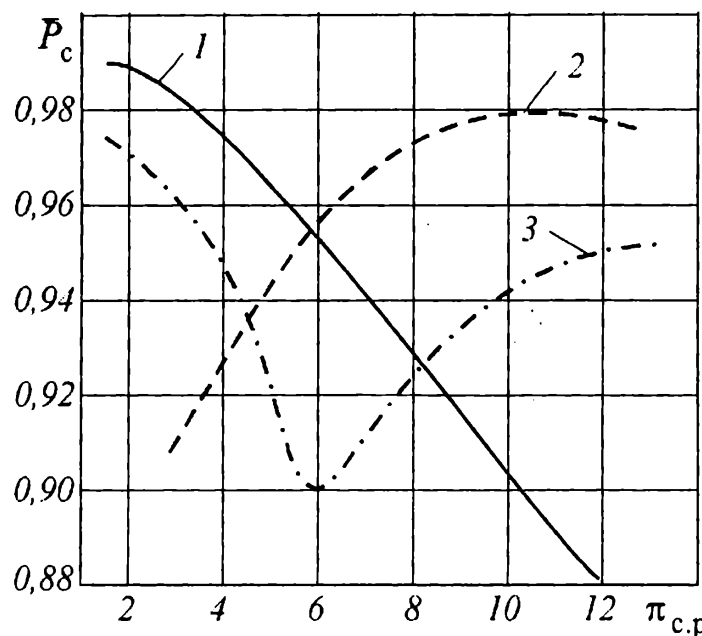


Рисунок 5.9 – тяговые характеристики эжекторного сопла (3), сужающегося сопла (1) и сопла Лаваля (2)

Сопла с центральным телом

Реактивное сопло с центральным телом состоит из наружной обечайки и профилированного центрального тела. Различают сопла с внешним и смешанным расширением.

Схема сопла с центральным телом и внешним расширением представлена на рис. 5.10 [3].

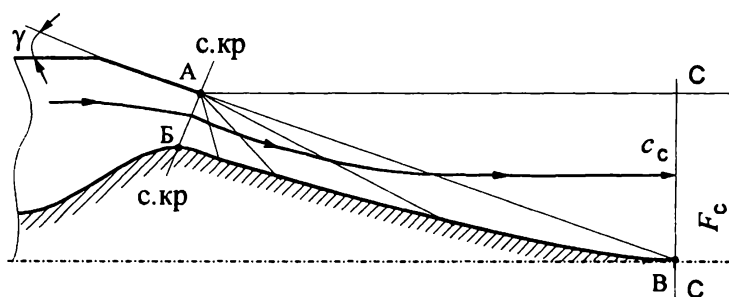


Рисунок 5.10 – Схема сопла с центральным телом и внешним расширением

За критическим сечением АБ такого сопла при $\pi_{c,p} > \pi_{кр}$ реализуется течение Прандтля-Майера, в процессе которого поток расширяется и поворачивается вокруг точки А.

Для сопла с центральным телом и внешним расширением профилирование идет таким образом, чтобы на выходе из него скорость потока имела бы осевое направление c_c , а площадь сечения потока F_c определялась бы выходным диаметром обечайки.

Расширения потока происходит в сверхзвуковой части сопла АБВ (см. рис. 5.10), которое не отделенное стенками обечайки от окружающего потока. Поэтому такое сопло и называли с внешним расширением. Отсюда и преимущество сопел с центральным телом и внешним расширением, а именно то, что при $\pi_{с.р} < \pi_{с.расч}$ реализуется полное расширение потока, иными словами, не возникает режимов перерасширения (в отличие от сопла Лаваля), поскольку с уменьшением $\pi_{с.р}$ соответственно уменьшается площадь потока в сечении С на выходе из сопла.

На всех режимах полета коэффициент тяги сохраняется почти постоянным и при низких $\pi_{с.р}$ мало отличается от своего значения для сужающегося сопла.

Переход от внешнего расширения к смешанному расширению возникает в результате появления высокого кормового сопротивления, вызванное понижением статического давления на кормовой части обечайки ниже атмосферного. И этот переход осуществляется уменьшением угла наклона обечайки или выполнение ее цилиндрической.

Схема сопла смешанного расширения приведена на рис. 5.11 [3].

При смешанном расширении, чтобы сохранить осевое направление движения потока на выходе из двигателя, течение Прандтля-Майера частично реализуется внутри канала, образованного обечайкой и центральным телом. В пространстве АБВ поток расширяется, поворачиваясь вокруг точки А от горизонтального направления к оси двигателя, а затем в пространстве ВГД вне канала разворачивается вокруг точки В в противоположном направлении, возвращаясь к направлению, параллельному оси двигателя.

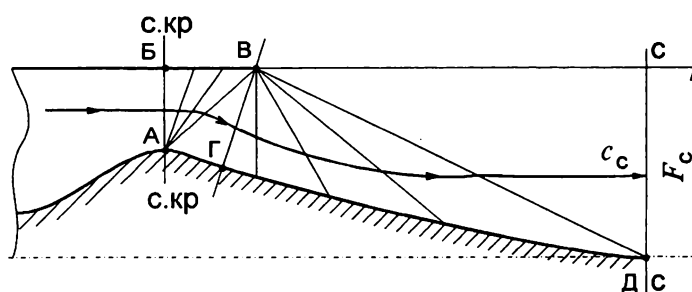


Рисунок 5.11 – Схема сопла с центральным телом и смешанным расширением

Сопло с смешанным расширением является промежуточным по отношению к соплам с внутренним (Лаваля) и внешним (с центральным телом) расширением. Снижение коэффициента тяги происходит при перерасширении потока на участке АБВ.

Потери выходного импульса больше всего имеет сопло смешанным расширением, чем с соплом внешнего расширения, но зато внешнее сопротивление намного меньше у сопла смешанного расширения. Последнее оказы-

вает в данном случае преобладающее влияние на интегральные тяговые характеристики, а именно то, что коэффициент эффективной тяги этого сопла имеет более высокое значение [3].

Главным преимуществом сопел с центральным телом по сравнению с нерегулируемым соплом Лавала является обеспечение высокой тяги на малых и промежуточных скоростях полета. Но возникают трудности с охлаждением центрального тела.

Регулирование сопел. Плоские сопла

Для летательных аппаратов, летающих в широком диапазоне сверхзвуковых скоростей применяются регулируемые сопла. Путем регулирования изменяются две характерные площади сечений, а именно критического и выходного.

Изменения площади критического сечения необходимо для согласования работы компрессора и турбины. Так же изменения этого сечения происходят при переходе от форсажного режима к безфорсажному.

При увеличении скорости полета необходимо увеличивать $F_c/F_{c.кр}$, так как при этом увеличивается располагаемая степень понижения давления и из условия полного расширения потока соответственно увеличивается отношение площадей $F_c/F_{c.кр}$.

Внешнюю поверхность сопла необходимо изменять при изменении F_c , чтобы избежать большого кромового сопротивления.

Тяговые характеристики регулируемого сопла Лавала можно проследить на рис. 5. 12 [3].

На этом рисунке представлены зависимости $\bar{P}_c = f(\pi_{c.p})$, для трех нерегулируемых сопел ($F_c/F_{c.кр} = 3; 2; 1, 3$) и сужающегося сопла. Штриховой линией показано плавное изменение площадей в зависимости от изменения степени понижения давления и обеспечения полного расширения потока.

Из рисунка следует, что регулирование сопла, предназначенного для работы в широком диапазоне скоростей полета и имеющего в расчетных условиях $(F_c/F_{c.кр})_{max} = 3$, позволяет обеспечить увеличение коэффициента тяги \bar{P}_c при низких степенях понижения давления, т.е. в условиях взлета и трансузвуковых скоростей полета, так как в этих условиях практически исключаются потери от перерасширения потока.

Но сопровождения уменьшения до нуля потерь от перерасширения сопровождается увеличением кормового сопротивления, так как величины $F_c/F_{c.кр}$ снижают всегда за счет уменьшения F_c . При этом снижается отношение площади выходного сечения сопла к миделевому сечению мотогондолы F_c/F_{mid} , а следовательно увеличивается площадь кормы или торцевой поверхности между мотогондолой и соплом.

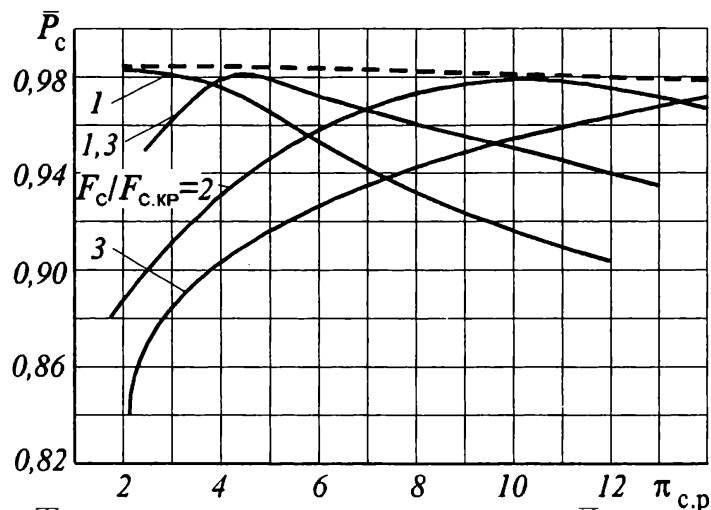


Рисунок 5.12 – Тяговые характеристики сопел Лавалья: — - нерегулируемых сопел; - - - регулируемого

Поэтому при проектировании летательного аппарата приходится определять закон регулирования площади выходного сечения сопла, а также величину максимальной площади $F_{c_{max}}$, чтобы обеспечить приемлемую эффективность выходного устройства в полном диапазоне летных условий. Тогда лучше уменьшать максимальную площадь выходного сечения сопла, и соответственно, площадь миделя мотогондолы ($F_{mid} = F_{c_{max}}$).

Конструктивно вопросы о регулировании проще решаются в плоских соплах.

Плоские сопла

Плоские сопла по своему устройству имеют прямоугольную форму сечения на выходе, которая характеризуется отношением высоты h к ширине b сопла. Между форсажной камерой и выходным устройством есть переходный участок от круглого сечения к прямоугольному. Длина этого участка увеличивается при уменьшении h/b , из-за этого увеличивается масса сопла и потери полного давления в нем.

Свое применение плоские сопла находят как внутреннего, так и внешнего расширения (рис. 5.13) [3].

Особенность рабочего процесса плоских сопел ничем не отличаются от осесимметричных, только лишь дополнительными потерями в переходном участке.

Плоские сопла уступают осесимметричным по удельной массе, зато конструктивно они проще и надежнее.

Плоские выходные устройства хорошо интегрируются с крылом, что дает возможность использовать их как дополнительную механизацию крыла, позволяющую значительно повысить его подъемную силу.

Кроме того, плоские выходные устройства позволяют снизить инфра-

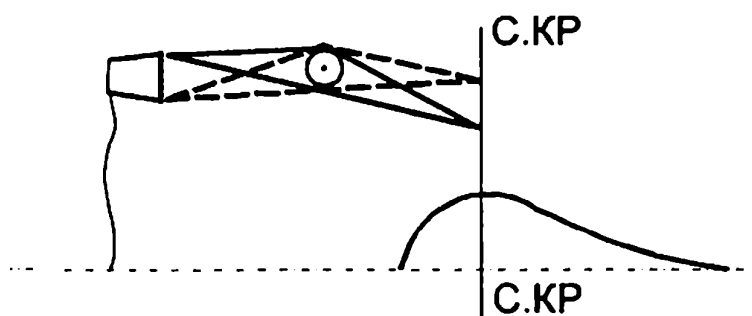


Рисунок 5.13 – Схема плоского регулируемого сопла внешнего расширения

красное излучение двигателя в задней полусфере, что является важным преимуществом силовой установки для военных самолетов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках выпускной квалифицированной работы был изучен рабочий процесс воздушно-реактивного двигателя, особенности термодинамического расчета, который необходим для проектирования двигателя. Термодинамический проект нужен для нахождения основных параметров потока по проточной части двигателя, после чего введут оценочное влияние КПД и коэффициентов потерь в характерных узлах двигателя.

Уточнение КПД компрессора и турбины происходит при газодинамическом расчете этих силовых установок. Под газодинамическом расчете подразумевается нахождение геометрических размеров и определение кинематики потока, которые влияют на эффективность двигателя.

Полученные результаты не являются положительными, но и внушительных потерь не вносят.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Зрелов В.А., Отечественные газотурбинные двигатели. Основные параметры и конструктивные схемы: Учеб. пособие. М.: ОАО Издательство "Машиностроение" 2005. 336 с.:ил. ISBN 5-217-03254-5
2. Копелов С. З., Тихонов Н. Д. Расчет турбин авиационных двигателей. (Газодинамический расчет. Профилирование лопаток). М., «Машиностроение», 1974, 268 с.
3. Кулагин В.В. К90 Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок : Учебник. 2-е изд., исправл. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн. 1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн. 2. - М.:Машиностроение, 2003. - 616 с.:ил. ISBN 5-217-03203-0
4. Михайлков А.К., Ворошилов В.П. М69 Компрессорные машины: Учебник для вузов-М.: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.: ил. ISBN 5-283-00090-
5. П79 Проектирование систем силовых установок самолётов [Текст] : консп. лекций / С. В. Епифанов, В. Д. Пехтерев, А. И. Рыженко и др. — Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харь. авиац. ин-т», 2011. — 512 с
6. Сахин В.В., Термодинамика энергетических систем. Кн. 2. Техническая термодинамика: учебное пособие. Изд. 2-е, испр. и доп. / В.В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т Санкт-Петербург: 2014.-226 с. ISBN 978-5-85546787-1
7. Сахин В.В., Устройство и действие энергетических установок Кн. 2. Газовые турбины. Теплообменные аппараты: учебное пособие / В.В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т.-СПб., 2015-133 с. ISBN 978-5-85546863-2
8. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Х74 Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели». 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. 432 с., ил.
9. Юнаков Л.П., Основы теории авиационных газотурбинных двигателей: учебное пособие / Л.П. Юнаков; Балт. гос. техн. ун-т. - Санкт-Петербург, 2013.-90 с. ISBN 978-5-85546-773-4
10. «Взлет. Национальный аэрокосмический журнал», 2006 г. ISSN 1819-1754
11. Варгафтик Н.Б., Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей: М., 1972 г. 720 стр. с илл. Редактор В.А. Алексеев Техн. редактор И.Ш. Аксельрод Корректоры З.В. Автонева, Л.С. Сомова
12. Стационарные газотурбинные установки / Л. В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.; Под ред. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. - 543 с.: ил. ISBN 5-217-00420-7

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Листинг программы «C code sample»

```
#include <stdio.h>
int main()
{
    printf("C_Programming");
    /* printf() prints the content inside quotation */
    return 0;
}
```