

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ
ЧАСТИ СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННЫХ ГТД

Утверждено редакционно-изда-
тельским советом института
в качестве методических
указаний по курсу
"Теория и расчет лопаточных
машин"

Даны указания для газодинамического проектирования ступеней осевого компрессора. Приводится порядок расчета с обоснованием основных положений. Указания определяют содержание и объем работы, а также порядок оформления. При составлении указаний учтены современные инженерные методы проектирования и создания компрессоров.

Методические указания предназначены для студентов старших курсов факультета "Двигатели летательных аппаратов" (специальность 0537), выполняющих курсовую работу или дипломный проект.

Составитель Стенькин Е.Д.

Рецензент Идельсон А.М.

1.1. ИСХОДНЫЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Методические указания разработаны на основе современных методов, применяемых в промышленности. Для учебной цели методы переработаны в сторону упрощения и сокращения. Упрощение позволяет снизить трудоемкость выполнения курсовой работы или расчетной части дипломного проекта, но при этом предусмотрено, чтобы ход процесса проектирования позволял выработать у студента творческий, инженерный подход к решению такой сложной задачи, как газодинамическое проектирование компрессора авиационного ГТД со всем многообразием зачастую противоречивых требований.

Проект компрессора выполняется по исходным параметрам, полученным в результате термодинамического расчета двигателя [3], выполненного на режиме и для условий эксплуатации, где приведенный расход воздуха на входе в компрессор и его степень повышения давления максимальны [4]. Перед выполнением проекта компрессора, особенно сложной, многокаскадной схемы, необходимо предварительно по пособию [5] выполнить выбор и согласование геометрических размеров меридионального профиля проточной части двигателя, числа каскадов и частот вращения отдельных турбокомпрессоров.

Предлагаемые методические указания позволяют выбрать ряд характерных конструктивных параметров, выполнить расчет основных размеров проточной части с определенным числом

ступеней, а также расчет на среднем радиусе. В результате выполнения этого этапа проектирования можно разработать компоновку компрессора и двигателя (если имеется проточная часть турбины). Термодинамический расчет ступеней компрессора рекомендуется выполнять с помощью Π, i -функций [2], позволяющих учесть переменную теплоемкость воздуха при определении температур и давлений за ступенями при одновременном сокращении трудоемкости расчетов. Газодинамический расчет отдельной ступени можно без значительной погрешности выполнять при постоянном значении показателя адиабаты. Если компрессор многокаскадный, то, по согласованию с консультантом, выполняется газодинамический расчет одного из каскадов.

Результаты расчетов, выполненных при проектировании, оформляются в виде таблиц в записке с необходимым кратким пояснением особенностей методов расчета и анализом полученных значений параметров. В записке также обосновывается выбор основных исходных газодинамических и конструктивных параметров. В конце записки приводится литература, использованная при работе над заданием.

1.2. ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Исходные параметры для компрессора включают:

1. Полное давление и температуру на входе в компрессор P_{1K}^* и T_{1K}^* .

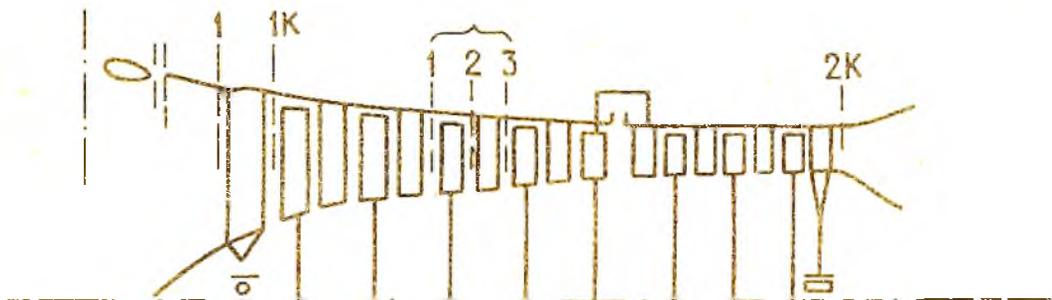


Рис. 1. Схема и условные обозначения сечений проточной части осевого компрессора

Если проектируется однокаскадный компрессор или входной каскад компрессора, то

$$P_{1K}^* = P_H^* \epsilon_{ВХ} \epsilon_{ВНА} ; \quad T_{1K}^* = T_1^* ,$$

где $\epsilon_{ВХ}$, $\epsilon_{ВНА}$ — коэффициенты восстановления полного давления во входном устройстве и входном направляющем аппарате.

Обычно $\epsilon_{ВНА} \geq 0,995$, поэтому принимается $\epsilon_{ВНА} = 1,0$.

Если проектируется промежуточный каскад компрессора, то в качестве P_{1K}^* и T_{1K}^* берутся соответственно давление и температура на выходе из предыдущего каскада.

2. Степень повышения полного давления в компрессоре

$$\pi_K^* = \frac{P_{2K}^*}{P_{1K}^*} .$$

3. Адиабатический коэффициент полезного действия

компрессора

$$\eta_K^* = \frac{i_{2s}^* - i_1^*}{i_2^* - i_1^*} .$$

Величина к.п.д. выбирается по статистическим данным при выполнении термодинамического расчета двигателя в соответствии с назначением двигателя и с учетом возможности увеличения к.п.д. за

период создания двигателя.

4. Приведенный расход воздуха, т.е. расход при стандартных атмосферных условиях на поверхности Земли на входе в рассматриваемый каскад компрессора:

$$G_{впр} = G_{в} \frac{1012,5}{P_{ик}^*} \sqrt{\frac{T_{ик}^*}{288,15}} \frac{кг}{с}$$

5. Приведенная частота вращения ротора компрессора:

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288,15}{T_{ик}^*}}$$

Поскольку в расчетах будут использоваться лишь приведенные параметры, индекс "пр" для простоты обозначений опускается.

Следует отметить, что имеются методы расчета компрессора и по физическим параметрам.

Вопросы для контрольной проверки

1. Каким образом назначается проектный режим для компрессора?
2. Особенности задания входных условий для промежуточного каскада компрессора.
3. Основные принципы при назначении проектной величины КПД компрессора.

1.3. Предварительное определение числа ступеней

В зависимости от чисел потока на входе в ступени компрессор будет дозвуковым, если он состоит из дозвуковых ступеней ($\lambda < 0,9$), около-или сверхзвуковым, если у него имеются одна или несколько околозвуковых $0,9 < \lambda < 1,1$ или сверхзвуковых ступеней ($\lambda > 1,1$).

Обычно такие ступени являются входными ступенями компрессора.

При выборе типа компрессора следует руководствоваться тем, в какой мере его особенности соответствуют назначению

самолета, для которого предназначен проектируемый двигатель [7].

Число ступеней рассчитывается следующим образом.

По заданным - температуре на входе $T_{1K}^* = 288,15K$, величинам степени повышения давления Π_K^* и к.п.д. вычисляется работа сжатия (затраченная работа) компрессора по следующему алгоритму.

1. Определяется изэнтропическая работа с использованием

Π, i - функций [2] :

$$T_{1K}^* = 288,15K$$

$$i_{1K}^*, \Pi_{1K}^* \text{ по } \Pi, i \text{ - функциям}$$

$$\Pi_{2S}^* = \Pi_{1K}^* \Pi_K^*$$

$$i_{2S}^* \text{ по } \Pi, i \text{ - функциям}$$

$$H_{KS}^* = i_{2S}^* - i_1^*$$

2. Вычисляется затраченная работа компрессора:

$$H_K^* = \frac{H_{KS}^*}{\eta_K^*}$$

3. Осуществляется выбор окружной скорости на

периферии первого рабочего колеса.

В зависимости от типа компрессора используются примерно следующие значения приведенной окружной скорости:

Тип компрессора	U_K , м/с
дозвуковой	300...350
околозвуковой	350...420
сверхзвуковой	420...450

Выбор значения окружной скорости компрессора должен производиться с учетом потребной окружной скорости в турбине, а также при обеспечении необходимой прочности. С этой целью определяется действительная окружная скорость:

$$U_{Kd} = U_K \sqrt{\frac{T_{1K}}{288,15}}$$

Из условий прочности максимальная величина U_{Kd} в возможном диапазоне условий эксплуатации не должна превышать 450...520 м/с.

4. Выбирается относительный диаметр втулки на входе в первую ступень.

Компрессоры турбореактивных и двухконтурных двигателей (ТРДД) выполняют с относительными диаметрами втулки на входе:

$$\bar{d}_{BT} = 0,30 \dots 0,50.$$

В турбовинтовых двигателях в связи с размещением редуктора перед компрессором, а также в компрессорах малых диаметральных габаритов ($G_B \leq 10 \dots 15 \text{ кг/с}$) относительные диаметры втулки имеют величины

$$\bar{d}_{BT} = 0,55 \dots 0,65.$$

5. Определяется предварительно число ступеней.

Для этого назначают коэффициенты затраченных напоров (работ) \bar{N}_z отдельных ступеней в соответствии с табл. I.

При этом от указанных значений коэффициентов возможно их изменение в пределах 10% для получения целого числа ступеней.

Большие значения коэффициентов \bar{N}_z следует принимать для больших значений \bar{d}_{BT} .

Работа (напор) ступени с использованием коэффициентов \bar{N} определяются по соотношению $N_{zi} = \bar{N}_{zi} U_{ki}^2$

Таблица I

Значения коэффициентов затраченного напора \bar{N}

Тип ком-прессора	Номер ступени							
	I	II	III	IV	\bar{l}_{cp}	$z-2$	$z-1$	z
I. Дозвуковой	0,16.	0,24.	0,24.	0,29.	0,29.	0,28.	0,27.	0,23.
	0,17.	0,25.	0,25.	0,30.	0,30.	0,29.	0,28.	0,24.
2. Околозвуковой	0,19.	0,25.	0,29.	0,32.	0,32.	0,31.	0,27.	0,23.
	0,20.	0,26.	0,30.	0,33.	0,33.	0,32.	0,28.	0,24.

3. С одной сверхзвуко- вой ступенью	0,20.	0,25.	0,29.	0,32.	0,32.	0,31.	0,27.	0,23.
4. С двумя сверхзвуковы- ми ступенями	0,21.	0,26.	0,30.	0,33.	0,33.	0,32.	0,28.	0,24.
5. С тремя сверхзвуко- выми ступенями	0,20.	0,26.	0,28.	0,32.	0,32.	0,31.	0,27.	0,23.
	0,21.	0,27.	0,29.	0,33.	0,33.	0,32.	0,28.	0,24.

Сумма работ ступеней должна равняться заданной работе компрессора:

$$\sum_{i=1}^z H_{zi}^* = H_k^*$$

Когда тракт еще не известен, в первом приближении принимается

$$D_{пер} = const$$

и тогда для всех ступеней $U_{ki} = U_{kI}$,

а для определения числа ступеней получается $\sum_{i=1}^z \bar{H}_{zi} = \frac{H_k^*}{U_{kI}^2}$.

Выбирая тип компрессора и назначая соответственно величину окружной скорости U_{kI} , вычисляем правую часть этого равенства.

Затем из соответствующей строки табл. I набираются коэффициенты

\bar{H}_{zi} для обеспечения равенства. При этом вначале набираются

для первых и последних ступеней. Затем, если полученная сумма недостаточна для получения равенства, то назначаются \bar{H}_{zi}

для средних ступеней. Для точного обеспечения равенства допускается изменение величины \bar{H}_{zi} в пределах возможных значений.

Конструкции компрессора возможны с различными формами проточной части. Различают следующие формы:

- а) с постоянным наружным (периферийным) диаметром;
- б) с постоянным втулочным диаметром;
- в) с переменным по длине наружным и втулочным диаметром

(частный случай этого варианта $D_{cp} = \text{Const}$).

В случаях, когда имеются ограничения на расположение проточной части компрессора, например, он должен выполняться с $D_{вт} = \text{Const}$ или $D_{cp} = \text{Const}$, нужно поступать следующим образом.

Вначале определяется число ступеней для условного тракта с $D_{пер} = \text{Const}$. Затем вычисляется дополнительное число ступеней:

$$\Delta Z'_{доп} = Z_{усл} \left[\frac{4}{\left(1 + \frac{D_k}{D_l}\right)^2} - 1 \right]$$

и тогда число ступеней будет $Z' = Z_{усл} + \Delta Z'_{доп}$, которое округляется до ближайшего целого числа Z .

Диаметры D_l и D_k вычисляются по значениям площадей F_l и F_k , полученным ранее при разделении компрессора на каскады. При этом, если известен диаметр $D_{вт}$ (тракт с $D_{вт} = \text{Const}$), то

$$D_{lk} = \sqrt{D_{вт}^2 + \frac{4F_l}{\pi}}$$

Если же известен диаметр D_{cp} (тракт с $D_{cp} = \text{Const}$),

$$D_{lk} = \sqrt{D_{cp}^2 + \frac{2F_l}{\pi}}, \quad D_{лвт} = \sqrt{D_{cp}^2 - \frac{2F_l}{\pi}}$$

Аналогичные формулы будут для определения диаметров на выходе из компрессора.

Далее строится график $D_i = f(Z_i)$ в виде отрезка прямой линии, соединяющего точки с D_{lk} и D_k (рис. I [8]).

Определяется распределение коэффициентов \bar{H}_{Z_i} по ступеням, исходя из равенства:

$$\sum_{i=1}^Z \bar{H}_{Z_i} D_i^2 = \frac{H_k^*}{U_{кг}^2} D_{lk}^2$$

Величины диаметров снимаются с графика $D_i = f(Z_i)$, а расчет сводится в таблицу 2 [8].

1.4. Термодинамический расчет

Цель этого расчета состоит в определении степени повышения давления каждой ступени, к.п.д. ступеней, полного давления (P^*) и температуры торможения (T) на входе в каждую ступень. Величины P^* и T^* , полученные в термодинамическом расчете, являются исходными параметрами для последующего кинематического расчета ступеней.

1. Предварительное распределение к.п.д. по ступеням.

По графику $\eta_k^* = f(\pi_k^*, \eta_{ст.ср}^*)$ (рис.2) и заданным значениям π_k^* и η_k^* определяется средний к.п.д. ступеней. Средняя величина к.п.д. дозвуковых ступеней компрессора составляет

$$\eta_{ст.ср} = 0,88 \dots 0,92,$$

причем меньшие величины относятся к малоразмерным высоконапорным ступеням. У околозвуковых ступеней компрессора средние величины к.п.д. несколько меньше из-за повышенных скоростей потока, обтекающего лопаточные венцы и составляют

$$\eta_{ст.ср} = 0,87 \dots 0,91,$$

а сверхзвуковых ступеней

$$\eta_{ст.ср} = 0,83 \dots 0,88.$$

При распределении к.п.д. по ступеням следует в первых и последних до- и околозвуковых ступенях уменьшать величины к.п.д. относительно полученного среднего значения на 1,5 ... 2,5%, в первой сверхзвуковой ступени на 2 ... 4%. В средних ступенях к.п.д. увеличивается на 1 ... 2% относительно среднего значения (рис. 2 примера расчета [8]).

2. Полные давления и температуры воздуха на входе в ступени. Они рассчитываются по полученным ранее значениям $H_{ст} = H$ и $Z_{ст i}$. Порядок расчета изложен в табл. 3 [8].

В таблице индексы 1, 2 и 3 означают соответственно сечения на входе в рабочее колесо, на выходе из него и на выходе из ступени (из направляющего аппарата). Индекс штрих означает предварительное значение параметра.

В результате расчета должно получиться равенство:

$$\prod_{i=1}^Z \pi_{ст i}^* = \pi_k^*$$

где $\prod_{i=1}^Z \pi_{ст i}^*$ - произведение величин $\pi_{ст i}^*$ всех ступеней.

В случае, если $\left| \prod_{i=1}^Z \pi_{ст i}^* - \pi_k^* \right| \frac{1}{\pi_k^*} > 0,01$, то вносится поправка на $\pi_{ст i}^*$ следующим образом.

Вычисляется величина относительной разницы:

$$\Delta \bar{\pi} = \frac{\prod_{i=1}^Z \pi_{ст i}^*}{\pi_k^*} - 1.$$

Если $|\Delta \bar{\pi}| \leq 0,02$, то изменяются степени повышения давления только последних 2...4 ступеней, т.е. $\Delta Z = 2...4$ и тогда

$$\pi_{ст i} = \frac{\pi_{ст i}^*}{1 + \frac{\Delta \bar{\pi}}{\Delta Z}}$$

При $|\Delta \bar{\pi}| > 0,02$ уточняются величины степени повышения полного давления всех ступеней

$$\pi_{ст i} = \frac{\pi_{ст i}^*}{1 + \frac{\Delta \bar{\pi}}{\Delta Z}}$$

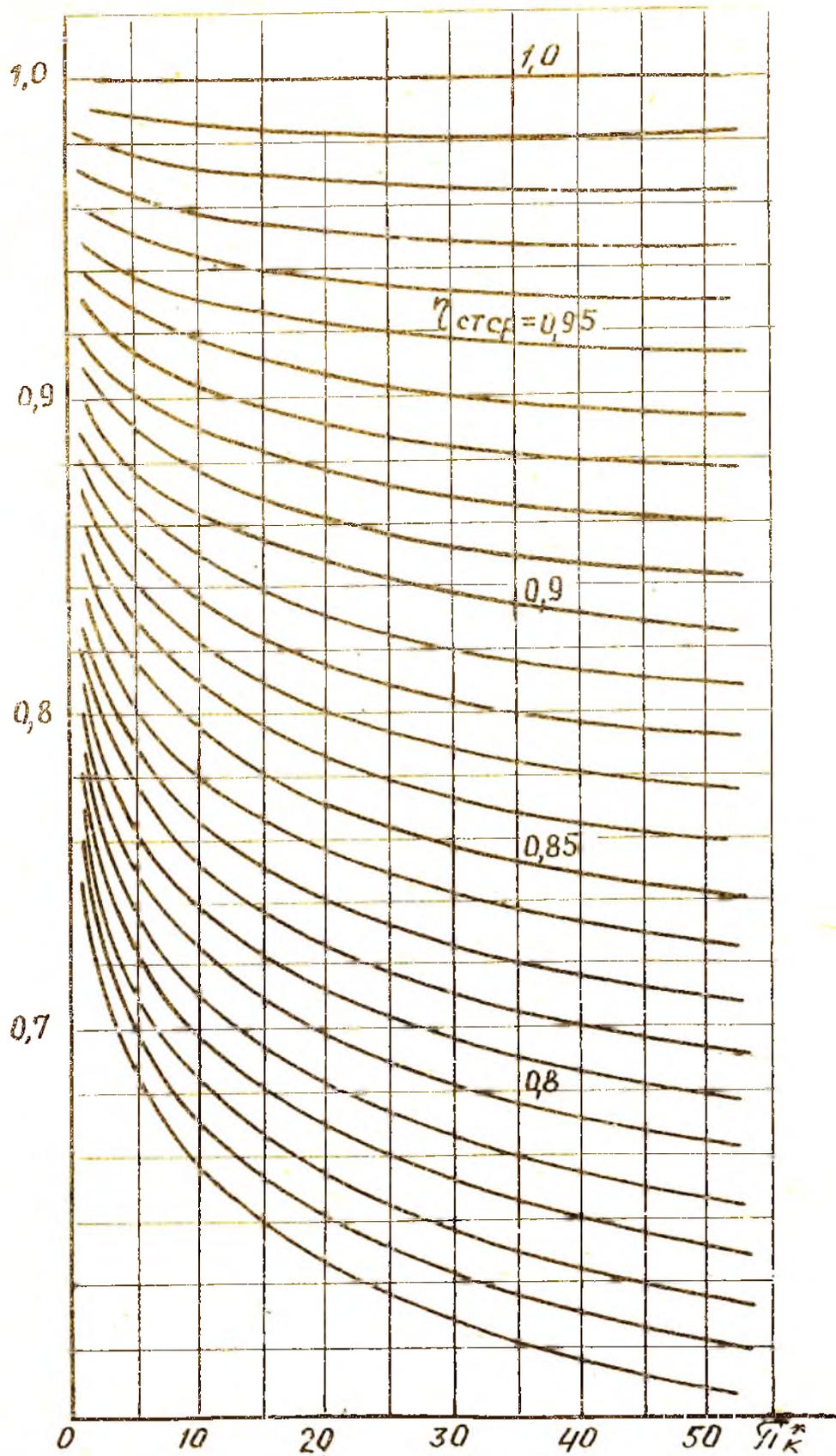
и затем уточняются к.п.д. ступеней и полные параметры за ними (табл. 3 [8] продолжение).

Коэффициенты потерь в направляющих аппаратах принимаются равными

$$\zeta_{на} = 0,98...0,99.$$

Полученные значения T и P являются исходными параметрами для расчета ступеней компрессора.

2кс



Р и с. 2. Связь адиабатического к.п.д. компрессора со средним к.п.д. ступеней при различных значениях

1.5. Определение формы и предварительных размеров меридианального сечения проточной части

1. Назначаются осевые составляющие скорости на входе в каждую ступень.

На входе в 1-ю ступень принимаются следующие значения: для дозвуковых ступеней компрессора

$$C_{1ак} = 160 \dots 180 \text{ м/с},$$

для около- и сверхзвуковых ступеней компрессора

$$C_{1ак} = 180 \dots 250 \text{ м/с}.$$

На выходе из компрессора (за спрямляющим аппаратом) осевая скорость не должна быть более

$$C_{2ак} = 130 \dots 150 \text{ м/с}.$$

Снижение осевой скорости от входа к выходу из компрессора должно быть плавным. Причем в первых ступенях понижение C_a минимальное, а в последних - максимальное, но не более

$$\Delta C_a = 25 \text{ м/с}$$

в ступени (рис. 3 примера расчета [8]).

В наружном контуре ТРДД допускаются большие значения осевой скорости на выходе из компрессора (вентилятора)

$$C_{2ак} = 160 \dots 180 \text{ м/с}.$$

2. Определяются предварительные площади проточной части на входе в 1, 2, 4 ступени и далее через одну ступень, а также на входе и выходе из последней ступени.

Площади определяются по соотношению

$$F = \frac{0,2477 G \sqrt{T^*}}{\rho^* q(\lambda) K_G \sin \alpha},$$

где P задается в гПа;

$q(\lambda)$ - газодинамическая функция, определяемая по таблицам [1]:

$$\lambda = \frac{C_a}{\alpha_{кр} \sin \alpha}; \quad \alpha_{кр} = 18,3 \sqrt{T^*};$$

K_G — коэффициент, учитывающий радиальную неравномерность поля осевых скоростей и пограничный слой, образующийся на поверхности воздушного тракта. Обычно $K_G = 0,97 \dots \dots 0,985$. Примерные значения угла α приводятся в табл. 2.

Таблица 2

Тип компрессора	Величина углов (α) на входе и выходе из сечений, град		
	Расположение сечения		
	Вход в I ступень	Вход в средние ступени	Выход из последней ступени
дозвуковой	60.....75	65.....75	90
с околосзвуковыми ступенями	70.....90	75.....85	90
со сверхзвуковой входной ступенью	85.....95	65.....75	90

3. Рассчитываются диаметры на входе в I-ю ступень:

$$D_{1к пер} = \sqrt{\frac{4F}{\pi(1 - \bar{d}_{вт}^2)}} \text{ , м ; } \quad D_{1к вт} = D_{1к пер} \bar{d}_{вт} \text{ , м ;}$$

$$D_{1к ср} = \sqrt{\frac{1 + \bar{d}_{вт}^2}{2}} D_{1к пер} \text{ , м .}$$

4. Рассчитываются диаметры проточной части в остальных сечениях.

Они вычисляются для сечений, для которых определены площади.

Меридиональная форма проточной части (П.4.) была выбрана при определении числа ступеней.

Размеры П.4. определяются по следующим соотношениям: при форме " а "

$$D_{пер} = Const ; \quad D_{вт} = \sqrt{D_{пер}^2 - \frac{4F}{\pi}} \text{ ,}$$

при форме "б"

$$D_{\text{вт}} = \text{Const}; \quad D_{\text{пер}} = \sqrt{D_{\text{вт}}^2 + \frac{4F}{\pi}}$$

при форме "в" обычно известен средний диаметр

$$D_{\text{пер}} = \sqrt{D_{\text{ср}}^2 + \frac{2F}{\pi}}; \quad D_{\text{вт}} = \sqrt{D_{\text{ср}}^2 - \frac{2F}{\pi}}$$

5. Вычисляется ширина лопаточных венцов.

Для этого задаются удлинением лопаток \bar{h} , равным отношению высоты лопатки на входе h_1 , к ширине венца у втулки $l_{\text{вт}}$ (рис. 4 примера расчета [8]). При этом для первой ступени,

если она дозвуковая $\bar{h} = 3 \dots 4,5$,

околотзвуковая $\bar{h} = 2,5 \dots 3,5$,

сверхзвуковая $\bar{h} = 1,7 \dots 2,5$.

Удлинение рабочих лопаток последней ступени принимается равным $\bar{h} = 1,0 \dots 2,0$, причем ширину венца желательно иметь не менее 18...20 мм для обеспечения достаточной точности изготовления профильной части лопаток.

Ширина остальных венцов, как рабочих колес, так и направляющих аппаратов, принимается плавно уменьшающейся от первой к последней ступени.

Ширина лопаток направляющих аппаратов берется на 15...20% меньшей, нежели у рабочих колес ступеней (рис. 4 примера расчета [8]).

Входной направляющий аппарат аэродинамически может иметь весьма большое удлинение.

$$\bar{h}_{\text{ВНА}} = 4,0 \dots 5,5.$$

Если же он выполняется с поворотными лопатками, то из-за требований прочности и жесткости приходится назначать меньшие удлинения

$$\bar{h}_{\text{ВНА}} = 2 \dots 3,5.$$

Выходной направляющий аппарат обычно является силовым элементом конструкции и поэтому выполняется с небольшим удлинением

$$\bar{n} = 0,7 \dots 1,5.$$

Осевые зазоры между соседними венцами обычно составляют

$$\Delta_{ос} = (0,2 \dots 0,3) \ell_{вт\text{ рк}}$$

и должны быть не менее 4...5 мм.

6. Проточная часть компрессора изображается в масштабе 1:1, а при больших размерах - 1:2 (по согласованию с руководителем). Периферийный и втулочный контур вычерчиваются плавными кривыми с минимально возможной кривизной. По графику определяются (уточняются) диаметры $D_{пер}$ и $D_{вт}$ на входе и выходе рабочих колес всех ступеней и затем вычисляются площади $\Pi_{.4}$ и средние диаметры (табл. 6 [8]). Участки криволинейного контура тракта на ширине каждого венца для простоты изготовления заменяются прямыми отрезками.

6. Вычисляются частоты вращения ротора:

$$\text{Приведенная} \quad n = \frac{60 U_k}{\pi D_{1к\text{ пер}}}, \quad \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$\text{Действительная} \quad n_d = \frac{60 U_{kd}}{\pi D_{1к\text{ пер}}}, \quad \frac{\text{об}}{\text{мин}},$$

где U_k и U_{kd} берутся из п. 3, а $D_{1к\text{ пер}}$ - из п. 5 2. 1.

1.6. Расчет кинематических параметров компрессора на среднем радиусе

Цель этого расчета заключается в определении величины, направления скорости потока в ступенях (рис. 3) и уточнении проходных сечений тракта компрессора.

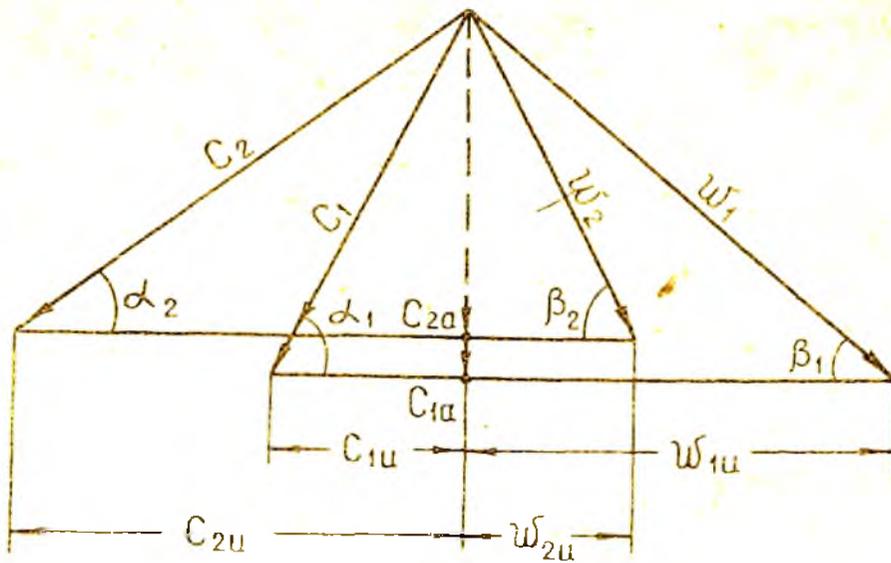


Рис.3. Треугольники скоростей ступени компрессора

Работа, передаваемая воздуху лопатками рабочего колеса

компрессора, меньше теоретического напора по уравнению Эйлера.

Эта разница обусловлена тем, что в каналах между лопатками поток неравномерный: у корыта давление выше, чем у спинки (имеется шаговая неравномерность), имеется неравномерность потока, вызываемая трением потока с стенки тракта, радиальные зазоры в ступенях и другие факторы. Несоответствие напоров учитывается в расчетах с помощью коэффициента затраченной мощности K_H

$$K_H = \frac{H_z}{H_T}$$

По затраченной работе H_z рассчитываются степени повышения давления в ступенях, а по теоретической — треугольники скоростей.

В компрессорах с дозвуковыми ступенями принимается для первой ступени $K_H = 0,98$, и затем для каждой последующей ступени K_H уменьшается на $0,01$, но не задают ниже $K_H = 0,88$. В сверхзвуковых и околозвуковых ступенях задаются $K_H = 1,0$.

При расчете на среднем радиусе ступеней с постоянным по высоте лопатки напором параметры выбираются по рекомендациям раздела 3,4. Для расчета ступени с переменным по высоте лопатки напором необходимо определить термодинамические параметры на среднем радиусе этой ступени. Обычно вентиляторные ступени ТРД выполняются с переменным напором. Их следует проектировать, испол-

зую обобщенные радиальные распределения напора и к.п.д. (рис.4 и 5).

На этих рисунках

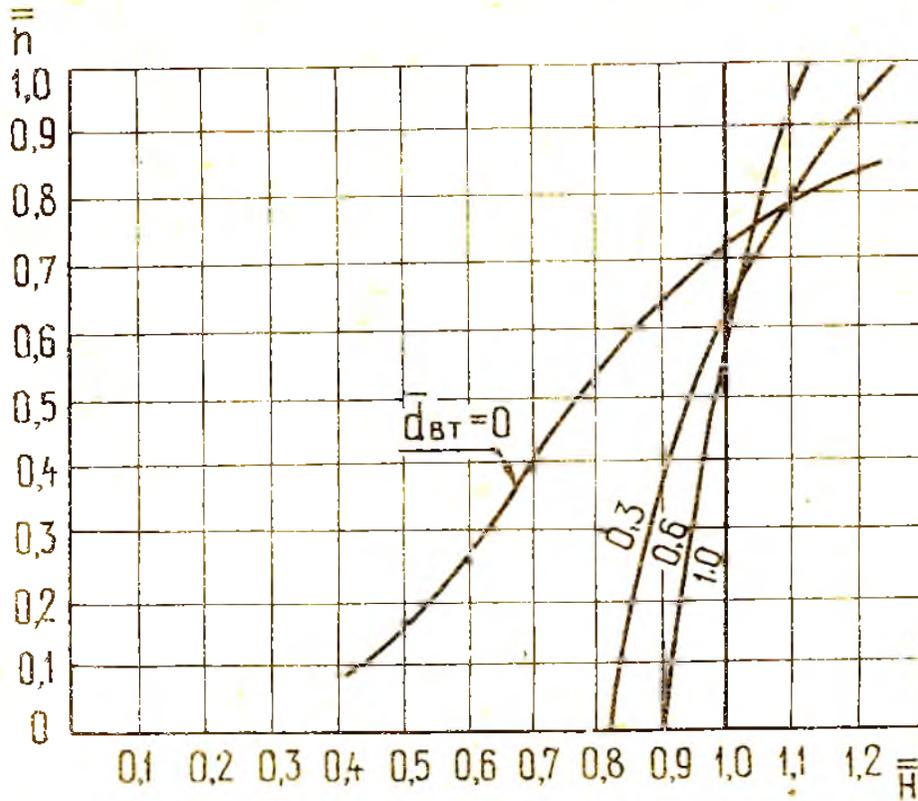


Рис.4. Обобщенное радиальное распределение напора
(по высоте лопатки)

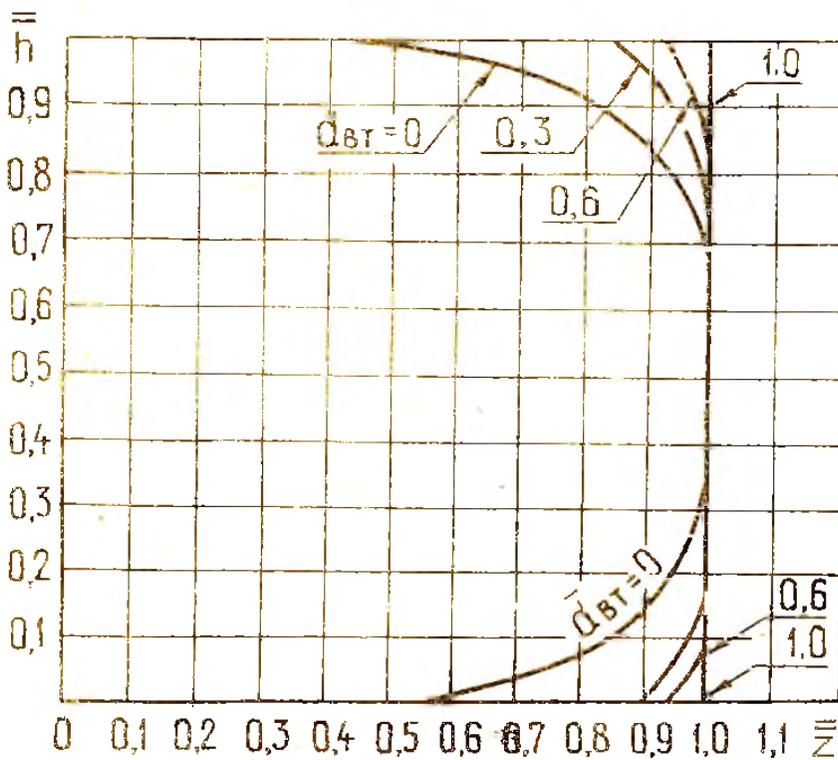


Рис.5. Обобщенное радиальное распределение к.п.д.
(по высоте лопатки)

$$\bar{H} = \frac{H_i^*}{H_{\text{ср}}^*}; \quad \bar{\eta} = \frac{\eta_i^*}{\eta_{\text{ср}}^*}; \quad \bar{h} = \frac{z_i - z_{\text{вт}}}{z_{\text{пер}} - z_{\text{вт}}}$$

где H_i^* , η_i^* — значения затраченного напора и к.п.д. в рассматриваемом сечении лопатки (на рассматриваемом радиусе z_i);

\bar{h} — относительная доля высоты лопатки, отсчитываемая от втулки;

$H_{\text{ср}}^*$, $\eta_{\text{ср}}^*$ — значения затраченного напора и к.п.д. на среднем радиусе.

При этом величина $h_{\text{ср}}$, соответствующая среднему радиусу, определяется по соотношению

$$h_{\text{ср}} = \frac{\sqrt{\frac{1 + \bar{d}_{\text{вт}}^2}{2}} - \bar{d}_{\text{вт}}}{1 - \bar{d}_{\text{вт}}}$$

Зная величины H_i^* и η_i^* , рассчитываются степени повышения давления на радиусе z_i в последовательности, изложенной в табл. 3.

Таблица 3

Расчет радиального распределения величин

(задаются $z_{\text{вт}}$, $z_{\text{пер}}$)

	Параметр		№ п/п	Параметр	⋮
1	\bar{h}		8	$T_3^* = T_2^*$	
2	\bar{H}		9	Π_1^*	
3	$\bar{\eta}$		10	$H_S^* = H_i^* \eta_i^*$	
4	H_i^*		11	$i_{3S}^* = i_1^* + H_S^*$	
5	η_i^*		12	Π_{3S}^*	
6	$i_1^* = i_{3(n-1)}^*$		13	$\Pi_{\text{ст}1}^* = \frac{\Pi_{3S}^*}{\Pi_1^*}$	
7	$i_3^* = i_1^* + H_i^*$				

Примечание . r_1, r_2, r_i - радиусы расположения сечения.

Зависимость $\Pi_{ст i}^* = f(r_i)$ должна получиться близкой к линейной.

При расчете компрессора (вентилятора) только на среднем радиусе треугольнички скоростей строятся для этого радиуса. Если в компрессоре НД используются подпорные ступени , то первая из них проектируется с переменным напором так , чтобы радиальная неравномерность полного давления за ней была незначительной (не более 5...8%), для обеспечения удовлетворительной работы и достаточных запасов газодинамической устойчивости последующих ступеней компрессора основного контура.

Для оценки правильности выбора основных параметров ступеней целесообразно как минимум рассчитать первую, среднюю и последнюю ступени.

Методика кинематического расчета рабочего колеса компрессора на среднем радиусе изложена в пособии [7] .

После кинематического расчета на среднем радиусе входной , средней и выходной ступеней и, если их параметры не выходят за допустимые значения, переходят к расчету остальных ступеней. Если некоторые параметры выходят за пределы, то следует изменить такие параметры, как степень реакции, распределение осевой скорости, окружная скорость, форма тракта, перераспределить затраченную работу по ступеням. При этом нужно иметь в виду следующую взаимосвязь параметров. При увеличении степени реакции увеличивается $\bar{\lambda}_1$, уменьшается угол β_1 и в противоположную сторону изменяются величины λ_2 и α_2 . Величины $\bar{\lambda}_1$ и λ_2 можно уменьшить, снижая осевую и окружную скорости, следовательно при этом увеличиваются углы поворота потока в рабочем колесе и направляющем аппарате.

Если в последних ступенях получаются недопустимые углы β_1 и α_2 , то следует уменьшать окружные скорости, смещая тракт на меньшие диаметры, а также увеличивать осевую скорость на выходе из компрессора в пределах допустимых величин. В случае недостаточности указанных мер нужно перераспределить работу между ступенями и, если необходимо, увеличить число ступеней.

Вопросы для контрольной проверки

1. Каким образом выбирается (назначается) тип проектируемого компрессора ?
2. Как производится выбор окружной скорости компрессора ?
3. Определение числа ступеней при различных формах проточной части компрессора.
4. Цель термодинамического расчета ступеней.
5. Особенности выбора и распределения к.п.д. по ступеням.
6. Основные положения расчета характерных размеров лопаточных венцов.
7. Особенности вычерчивания проточной части компрессора.
8. Цель кинематического расчета компрессора на среднем радиусе.
9. Каковы пути уточнения расчета на среднем радиусе если полученные параметры выходят за рекомендуемые значения?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.:Наука, 1969.
2. Дорофеев В.М. Термодинамический расчет воздушно-реактивных двигателей с помощью Π, i - функций: Учебное пособие. - Куйбышев: КуАИ, 1968.
3. Маслов В.Г. Выбор параметров и термодинамический расчет авиационных ГТД : Учебное пособие. - Куйбышев: КуАИ, 1970.
4. Нечаев Ю.Н. , Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей, ч. I. - М. : Машиностроение, 1977.
5. Гуревич З.Р. Расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных газотурбинных двигателей: Учебное пособие. - Куйбышев: КуАИ, 1968.
6. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. - М. : Машиностроение, 1970.
7. Юрин А.В. Выбор основных параметров и расчет осевого многоступенчатого компрессора: Учебное пособие. - Куйбышев: КуАИ, 1970.
8. Стенькин Е.Д. Пример газодинамического расчета ступеней осевого компрессора авиационных ГТД. - Куйбышев : КуАИ, 1983.
9. Стенькин Е.Д. , Юрин А.В. Расчет радиального распределения кинематических параметров и профилирования лопаток ступеней осевого компрессора авиационных ГТД. - Куйбышев: КуАИ, 1983.