

РСФСР

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени

авиационный институт им. С.П. Королева

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСЕВОГО
КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННЫХ ГТД

(методические указания)

АВТОРЫ-СОСТАВИТЕЛИ:

Е.Д. Стенькин, А.В. Дрин

(под редакцией профессора В.Г. Маслова)

О Г Л А В Л Е Н И Е

	стр.
Предисловие.....	2
Условные обозначения.....	3
ГЛАВА I. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА.....	7
I.1. Задание на проектирование.....	7
I.2. Распределение тепла по ступеням компрессора. Уточнение числа ступеней.....	II
I.3. Термодинамический расчет многоступенчатого компрессора.....	18
ГЛАВА 2. РАСЧЕТ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ.....	27
2.1. Подготовка исходных данных к расчету.....	27
2.2. Расчет кинематических параметров ступеней на среднем диаметре.....	32
ГЛАВА 3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА РАЗЛИЧНЫХ РАДИУСАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА.....	42
3.1. Расчет ступени с равномерным вращением.....	45
3.2. Расчет ступени с неравномерным по высоте лопатки вращением.....	57
ГЛАВА 4. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА.....	72
4.1. Расчет геометрических параметров лопаточных венцов.....	72
4.2. Расчет координат профилей лопаток.....	79
4.3. Проверка жесткости профилей дозвуковых венцов на закрутке.....	86
Л и т е р а т у р а	91

ПРЕДИСЛОВИЕ

Данное учебно-методическое пособие является развитием пособия [9], которое в течение ряда лет использовалось при курсовом и дипломном проектировании ГТД в КудИ.

Проектирование компрессора осуществляется на основе исходных данных, полученных в результате термодинамического расчета и согласования параметров турбины и компрессора ГТД.

Расчет по данному пособию является завершающим при проектировании компрессора. В процессе расчета уточняются предварительно выбранные геометрические размеры проточной части компрессора, определяются кинематические параметры всех его ступеней на среднем радиусе, выбирается закон изменения циркуляции по радиусу и определяются треугольники скоростей на нескольких радиусах лопаточного венца. В зависимости от объема проекта расчет по радиусу выполняется для одной или нескольких ступеней.

В пособии также изложен метод профилирования лопаточных венцов компрессора.

Результаты проведенного газодинамического расчета компрессора являются исходными для последующего конструирования компрессора и двигателя, выбора конструктивных схем ротора и статора, при выполнении расчетов на прочность основных узлов и деталей компрессора. Методы, изложенные в учебном пособии, основаны на исследованиях и рекомендациях, имеющихся в отечественной и зарубежной литературе. Терминология и обозначения приняты в соответствии с ГОСТом 23851-79 (двигатели газотурбинные авиационные) и учебником [8]. В пособии используется международная система единиц СИ. (соответствует СТ СЭВ 1052-78)

Учебное пособие предназначено для студентов, выполняющих курсовое и дипломное проектирование авиационных ГТД.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $A_{кр}$ - критическая скорость в абсолютном движении, м/с;
 b - хорда профиля, м;
 $B_{кр}$ - критическая скорость в относительном движении, м/с;
 $\frac{\delta}{t}$ - густота решетки;
 C - абсолютная скорость потока, м/с;
 C_m - максимальная относительная толщина профиля;
 D - диаметр, м;
 $D_k(\gamma_k)$ - максимальный диаметр (радиус) компрессора, м;
 \bar{d}_{km} - относительный диаметр втулки;
 F - площадь, м²;
 G_B - массовый расход воздуха, кг/с;
 L_k - удельная работа компрессора, кДж/кг;
 H - изэнтропический напор ступени, кДж/кг;
 H_T - теоретический напор, кДж/кг;
 H_z - коэффициент затраченного напора;
 h - высота лопатки, м;
 S - осевая ширина лопатки (венца), м;
 $\bar{h}_5 = \frac{h}{S}$ - удлинение лопаточного венца;
 $\bar{h} = \frac{h}{b}$ - удлинение лопатки;
 l - энтальпия, кДж/кг; угол атаки, град.;
 K - коэффициент изэнтропии;
 $m = \frac{G_{\delta 5}}{G_{\delta 1}}$ - степень двухконтурности;
 M_n - число М полета;
 n - частота вращения, 1/мин;
 P - сила, кН;
 p - давление, кПа;
 R - газовая постоянная, кДж/кг град; радиус кривизны
 линии тока, м;

- r - радиус, м;
- s - удельная энтропия, кДж/кг град;
- T - температура, К;
- t - шаг решетки, м;
- U - окружная скорость, м/с;
- V - скорость полета, м/с;
- w - относительная скорость потока, м/с;
- X_c, X_f - абсциссы расположения максимальной толщины профиля в максимальной стреле прогиба средней линии;
- Z_k - число ступеней;
- α - угол потока в абсолютном движении, град;
- β - угол потока в относительном движении, град;
- α_n, β_n - конструктивные углы профилей на входе или выходе из решеток направляющего аппарата и рабочего колеса;
- γ - угол установки профиля в решетке, град;
- $\Delta\alpha, \Delta\beta$ - угол поворота потока в решетке направляющего аппарата или рабочего колеса;
- $\zeta_{ст}$ - коэффициент полезного действия ступени;
- $\eta^* = \frac{L_{кс}^*}{L_k^*}$ - к.п.д. компрессора;
- $\lambda, \bar{\lambda}$ - приведенная скорости, соответствующие абсолютной (С) и относительной (W) скорости потока;
- $E(\lambda), X(\lambda), q(\lambda)$ - газодинамические функции от λ ;
- G - коэффициент восстановления полного давления;
- θ - угол изгиба профиля, град;
- $\chi(\tau) = \exp \frac{S - S_0}{R}$ - энтропийная термодинамическая функция (относительное давление);

$\lambda_k, \lambda_{ст}$ - степень повышения полного давления в компрессоре,
в ступени;

ρ - степень реактивности, массовая плотность, кг/м³;

δ - угол отставания потока на выходе из решетки, град;

~~_____~~

Верхние выходы

Π - параметры заторможенного потока;

I - параметры внутреннего контура $TPDD$, I ступени
компрессора;

II - параметры наружного контура $TPDD$, II ступени компрессора.

Входные индексы

1 - вход в рабочее колесо ступени;

2 - выход из рабочего колеса ступени; вход в направляющий
аппарат;

3 - выход из направляющего аппарата ступени (вход в следу-
ющую ступень);

α - осевой, осевая составляющая;

β - воздуш;

β_A - вентилятор, наружный диаметр вентилятора;

β_T - ступень, ступенчатый;

β_X - вход, воздухозаборник;

β_B - звуковой;

κ - компрессор, выход из компрессора;

κ_p - критический;

Π - полетный, периферийный;

Π_{OM} - политротический;

- pr - приведенный к стандартным атмосферным условиям (САУ);
 pc - опорные ступени;
 p - расчетный;
 cp - средний;
 S - изэнтропический;
 Z - затраченный;
 max - максимальный

С о к р а щ е н и я

- ВНА - входной направляющий аппарат;
НА - направляющий аппарат;
РК - рабочее колесо;
ГДФ - газодинамические функции;
ТДФ - термодинамические функции.

ГЛАВА I. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

1.1. Задание на проектирование

Исходные данные для газодинамического расчета компрессора берутся из проектного расчета основных параметров турбокомпрессора ГТД [3]. Среди них - предварительный чертеж меридионального профиля проточной части компрессора (рис.1.2). Проектный газодинамический расчет компрессора можно условно разделить на следующие последовательные этапы:

1. Предварительный расчет компрессора, который включает расчет необходимого числа ступеней и определение параметров потока между ступенями.
2. Расчет ступеней компрессора на среднем диаметре, состоящий в определении кинематических параметров потока в ступенях, уточнения реактивности ступеней, распределения осевой скорости и работы, меридионального профиля проточной части.
3. Расчет параметров потока на различных радиусах проточной части ступени компрессора, который проводится для трех сечений: втулочного, среднего и периферийного.
4. Профилирование лопаток осевого компрессора, включающее расчет геометрических параметров лопаточных венцов и построение профилей венцов в расчетных сечениях.

Все эти расчеты студенты могут выполнить по имеющимся на кафедре "Теория ДДА", программам для ЭВМ Найри 3-2 [5], которые основываются на методиках, излагаемых в настоящем пособии.

Исходными параметрами для предварительного расчета компрессора являются:

1. Полное давление и температура на входе в компрессор: P_1^* и T_1^* .
Если проектируется однокаскадный компрессор или входной каскад компрессора, то

$$P_1^* = P_H^* \cdot \sigma_{вх} \cdot \sigma_{внд} ; \quad T_1^* = T_H^*$$

Обычно $\sigma_{внд} \geq 0,995$, поэтому будем принимать $\sigma_{внд} = 1,0$.



Рис. I. I. Основные обозначения сечений проточной части компрессора

Если проектируется промежуточный каскад компрессора, то в качестве P_1^* и T_1^* берутся соответственно давление и температура на выходе из предыдущего каскада, т.е., например, $P_{кнд}^*$ и $T_{кнд}^*$ (считаем, что потери полного давления между каскадами учтены величиной σ_k^*).

2. Степень повышения полного давления в компрессоре

$$\pi_k^* = \frac{P_2^*}{P_1^*}$$

3. Коэффициент полезного действия компрессора

$$\eta_K^* = \frac{l_{2s}^* - l_1^*}{l_2^* - l_1^*}$$

Величина этого к.п.д. выбирается на этапе термодинамического расчета двигателя.

4. Приведенный расход воздуха через компрессор, т.е. расход при стандартных атмосферных условиях на входе в рассматриваемый каскад компрессора

$$G_{впр} = G_b = \frac{101,25}{P_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{288,15}}, \text{ кг/с}$$

5. Приведенная частота вращения ротора компрессора

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288,15}{T_1^*}}$$

Поскольку в дальнейших расчетах будут использоваться только приведенные параметры, индекс "пр" для простоты обозначения опускаем.

Для расчета компрессора необходимо также предполагать зависимость термодинамических свойств воздуха от его температуры, т.к. современные ГТД эксплуатируются в широком диапазоне чисел M полета, а сжатия в компрессоре достигают 30-35. Такие термодинамические зависимости обычно даются таблично, в виде диаграмм или энергетически в виде полиномов для C_p и K или для l , S и т.п. термодинамических функций (ТДФ) для воздуха. При автоматизированном проектировании ГТД используются как правило ТДФ.

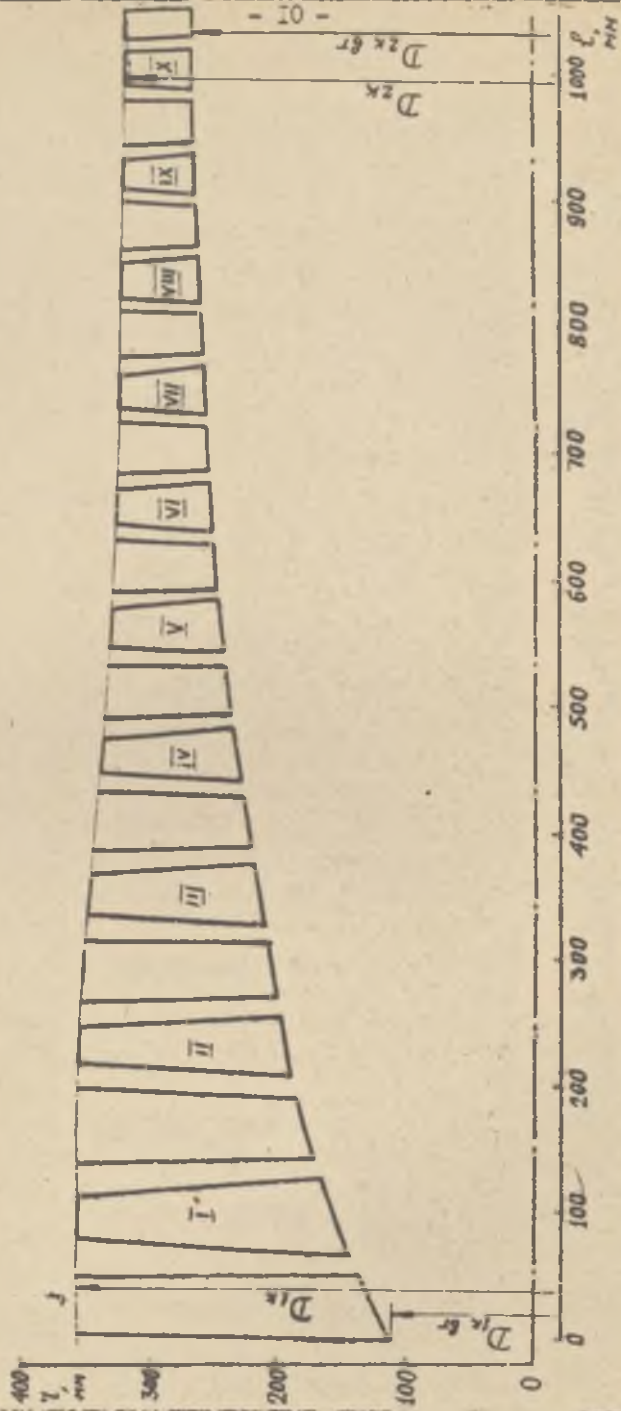


Рис. I.2. Меридиональное сечение проточной части компрессора

Полезное задание на проектирование компрессора

Спроектировать осевой компрессор ВД для ТРДД.

Приведенные к САУ ($T_1^* = 288,15 \text{ К}$; $i_1^* = 288,6 \text{ кДж/кг}$;

$\mathcal{X}(T_1^*) = 1,198$) параметры этого компрессора известны из термо-

газодинамического расчета ГТД: $\mathcal{X}_K^* = 8$; $L_K^* = 276,5 \text{ кДж/кг}$;

$G_0 = 61,7 \text{ кг/сек}$; $\eta_K^* = 0,85$. Кроме того в предварительном

расчете проточной части турбокомпрессора ГТД выбран дозвуковой тип компрессора и для него при согласованки с турбиной ВД получены следующие параметры:

$$F_{1K} = 0,337 \text{ м}^2; U_K = 210 \text{ м/сек}; n = 9100 \text{ мин}^{-1} (D_{1K} = 0,712 \text{ м})$$

$$F_{2K} = 0,104 \text{ м}^2; \bar{d}_{1K} = 0,4; \bar{d}_{2K} = 0,826; D_{2K} = 0,645 \text{ м};$$

$$Z_K = 10 \text{ (при } D_{cp} = \text{const)}$$

Кроме того имеется предварительный чертёж меридионального профиля проточной части компрессора, позволяющий оценивать геометрические размеры и площади в любом контрольном сечении компрессора (рис. I.2).

I.2. Распределение напора по ступеням компрессора, уточнение числа ступеней

I.2.1. Выбор типа ступеней компрессора

Различают следующие типы ступеней осевого компрессора:

- дозвуковая ступень, во всех элементах которой число λ менее 0,9;
- трансзвуковая ступень, на входе в рабочее колесо которой имеются звенчики $0,9 < \lambda < 1,1$

(на входе в направляющие аппараты всех ступеней допускаются $\lambda \leq 0,9$);

а) сверхзвуковая ступень с числом $\bar{\lambda}$ ($\bar{\lambda} = \frac{W}{W_{кр}}$ - число λ в относительном движении) на входе в рабочее колесо

$$\bar{\lambda} > 1,1$$

Соответственно компрессор называют:

- дозвуковым, если он состоит из дозвуковых ступеней;
- трансо- или сверхзвуковым, если у него имеются одна или несколько трансозвуковых или сверхзвуковых ступеней.

Обычно такие ступени являются входными ступенями компрессора.

При выборе типа компрессора руководствуются тем, в какой мере его особенности соответствуют назначению самолета, для которого предназначен проектируемый двигатель. Дозвуковой компрессор (по сравнению с другими двумя типами) имеет наибольший коэффициент полезного действия. Однако, вследствие пониженных чисел λ он имеет малую напорность ступеней, малые осевые скорости в тракте и в связи с этим наибольшую осевую и диаметральную габариты, а следовательно, и массу. При проектировании таких компрессоров стремятся для снижения его массы лопатки выполнять с большими удлинениями. Однако это может снизить к.п.д. и запас газодинамической устойчивости. Лопатки дозвукового компрессора имеют большее поле допуска, что уменьшает затраты на изготовление по сравнению с другими типами компрессора. Максимальный к.п.д. многоступенчатого дозвукового компрессора со степеней повышения давления $\pi_k = 5 \dots 15$ и размерностью, характеризуемой расходами воздуха $G_{впр} > 10$ кг/с, составляет $\eta_k^* = 0,84 \dots 0,88$, причем большие значения к.п.д. относятся к меньшим значениям π_k . Компрессоры малоразмерных двигателей имеют несколько меньшие к.п.д., что объясняется увеличением влияния пограничного слоя на стержнях тракта и радиального зазора на к.п.д. при малых высотах лопаток.

Так, например, при $G_{вср} = 3...5$ кг/с к.п.д. обычно ниже на 2...3%. Применение трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней, имеющих высокую напорность, позволяет существенно уменьшить осевые и диаметральные габариты компрессора. Вентиляторные ступени в ТРДД представляют собой именно такой тип ступеней. В ТРДД, особенно с повышенной степенью двухконтурности, оптимальное согласование вентилятора с приводящей его турбиной низкого давления возможно лишь при сверхзвуковых скоростях обтекания лопаток рабочего колеса вентилятора. Применение при этом высоких окружных скоростей способствует сокращению числа ступеней турбины. К.п.д. у транс- и сверхзвуковых компрессоров получается ниже, чем у дозвуковых (при одних и тех же величинах $U_{к1}$) на 1-2%.

Для выбранного типа компрессора распределение напора по ступеням и уточнение числа ступеней осуществляется следующим образом.

Для предварительного распределения напора по ступеням назначают коэффициенты затраченных напоров (работ) \bar{H}_{zi} отдельных ступеней в соответствии с таблицей I.1. При этом, для получения целого числа ступеней, от указанных значений коэффициентов допустимо отклоняться в пределах ~10%. Затраченный напор ступени определяется соотношением

$$H_{zi} = \bar{H}_{zi} \cdot U_{ki}^2$$

Этому его величину зависит как от типа ступеней, так и от диаметров проточной части.

Конструкция компрессора выполняется с различными формами проточной части:

- а) с постоянным наружным (искривленным) диаметром;

- б) с постоянным втулочным диаметром;
 в) с переменным по длине наружным и втулочным диаметрами
 (частный случай этого варианта - $D_{ep} = Const$).

Таблица I.1

Величины коэффициентов затраченного впора
 ступеней H_2

№ ступени	Тип компрессора		
	Дозвуковой ($U_{вп} = 300 - 350$ м/с)	Трансзвуковой ($U_{вп} = 350 - 420$ м/с)	Сверхзвуковой с 1-3 мя сверхзвуковыми ступенями на выходе ($U_{вп} = 420 - 500$ м/с)
I	0,16...0,17	0,19...0,20	0,20...0,21
II	0,24...0,25	0,25...0,26	0,25...0,26
III	0,24...0,25	0,29...0,3	0,29...0,3
i_{ep}	0,29...0,3	0,32...0,33	0,32...0,33
$Z-1$	0,27...0,28	0,27...0,28	0,27...0,28
Z	0,23...0,24	0,23...0,24	0,23...0,24

Форма "а" позволяет иметь минимальное число ступеней, поскольку все ступени имеют максимально-возможные периферийные диаметры и соответственно окружные скорости. Для получения приемлемых треугольников скоростей в последних ступенях на выходе из компрессора приходится принимать повышенные осевые скорости. При этом могут получиться неравномерно малые высоты последних лопаток (эти высоты должны быть не менее 15...20 мм).

При малых расходах воздуха целесообразно использовать форму "б", поскольку при этом получается наибольшая, по сравнению с другими формами, высота лопатки последней ступени.

форма " в " представляет собой общий случай. При этой форме можно в несколько степени удовлетворить всем требованиям. В этом случае вначале определяют диаметральные размеры выходного сечения компрессора. Затем прорисовывается ступочный контур проточной части в виде плавной кривой от входа к выходу из компрессора. Причем в последних ступенях принимают ступки примерно одинаковыми.

Уточнения числа ступеней в случаях $D_{ст} = Const$ или с $D_{ср} = Const$ производится следующим образом.

Вначале условно определяется число ступеней для проточной части с постоянным диаметром на периферии:

Тогда для всех ступеней $U_{ki} = U_{ik}$.

Так как сумма работ ступеней должна равняться заданной работе компрессора

$$\sum_i \bar{H}_{zi} U_{ki}^2 = L_k^*$$

тогда, например, в случае, указанном в задании на проектирование (см. § I.I), получим

$$\sum_i \bar{H}_{zi} = \frac{L_k^*}{U_{ik}^2} = \frac{276,5 \cdot 10^3}{340^2} = 2,59$$

Таким образом, тип компрессора и, соответственно, величина окружной скорости U_{ik} , определяют величину правой части этого равенства. Из соответствующей строки таблицы I.I можно подобрать такие значения коэффициентов \bar{H}_{zi} , которые обеспечивают равенство левой и правой частей уравнения. При этом вначале выбирают \bar{H}_{zi} для первых и последних ступеней. Затем, если полученная сумма недостаточна, для получения равенства назначают \bar{H}_{zi} для средних ступеней, определяя тем самым необходимое число ступеней. Для точного обеспечения равенства допускается изменение величин U_{ik} и \bar{H}_{zi} в

пределах возможных значений. Рассмотрим пример расчета числа ступеней.

Для дозвукового типа компрессора из таблицы I.1 выбираем коэффициенты напора \bar{H}_{zi} для 3-х первых, 3-х последних и Z средних ступеней (см. табл. I.2).

Таблица I.2

Коэффициенты напора ступеней \bar{H}_{zi}						
1	2	3	Средние	$Z - 2$	$Z - 1$	Z
0,165	0,245	0,245	0,295	0,285	0,275	0,235

т.о. для 3-х первых и 3-х последних ступеней сумма \bar{H}_{zi} равняется 1,45. Вычисляем необходимое число средних ступеней

$$\Delta Z'_{cp} = \frac{2,39 - 1,45}{0,295} = 3,33$$

Округляем до целого числа $\Delta Z'_{cp} = 3$. Тогда для средних ступеней коэффициент напора будет

$$\bar{H}_{zcp} = \frac{0,94}{3} = 0,313 \quad , \text{ что допустимо } (\delta H_z = 6\%).$$

Таким образом условное число ступеней получили равным

$$Z_{\text{числ.}} = 3 + 3 + 3 = 9$$

В случаях $D_{\text{вст}} = \text{Const}$ или $D_{\text{ср}} = \text{Const}$ вычисляют дополнительное число ступеней по следующей формуле

$$\Delta Z'_{\text{доп}} = Z_{\text{числ.}} \left[\frac{4}{\left(1 + \frac{D_{\text{вст}}}{D_{\text{вк}}}\right)^2} - 1 \right]$$

При этом в случае $D_{\text{вст}} = \text{Const}$

$$D_{1k} = 0,712 \text{ м}, \quad D_{2k} = \sqrt{D_{вг}^2 + \frac{4 F_{2k}}{\alpha}} = \sqrt{0,278^2 + \frac{4 \cdot 0,104}{3,14}} = 0,459 \text{ м}$$

$$\Delta Z'_{доп} = 9 \left[\frac{4}{\left(1 + \frac{0,459}{0,712}\right)^2} - 1 \right] = 4,31$$

в случае $D_{ср} = \text{const}$

$$D_{1k} = 0,712 \text{ м}, \quad D_{2вг} = \sqrt{D_{ср}^2 - \frac{2 \cdot F_{2k}}{\alpha}}$$

$$D_{2k} = \sqrt{D_{ср}^2 + \frac{2 \cdot F_{2k}}{\alpha}} = \sqrt{0,542^2 + \frac{2 \cdot 0,104}{3,14}} = 0,6 \text{ м}$$

$$\Delta Z''_{доп} = 9 \left[\frac{4}{\left(1 + \frac{0,6}{0,712}\right)^2} - 1 \right] = 1,6$$

в случае заданной проточной части (комбинированный закон изменения D_{2k}) $D_{1k} = 0,712 \text{ м}, \quad D_{2k} = 0,645 \text{ м}$

$$\Delta Z_{доп} = 9 \left[\frac{4}{\left(1 + \frac{0,645}{0,712}\right)^2} - 1 \right] = 0,9$$

Величина $\Delta Z_{доп}$ округляется до ближайшего целого числа.

Принимаем $\Delta Z_{доп} = 1$, и тогда необходимое число ступеней будет

$$Z = Z_{исл} + \Delta Z_{доп} = 9 + 1 = 10$$

После уточнения числа ступеней уточняем и распределение коэффициентов \bar{H}_{2i} по ступеням, исходя из равенства

$$\sum_1^Z \bar{H}_{2i} \bar{D}_i^2 = \frac{L_k}{U_{ик}}$$

где $\bar{D}_i = \frac{D_i}{D_{1k}}$

Периферийные диаметры на входе в ступени снимаются с предельного чертежа маргинального сечения проточной части компрессора (рис. I.2), если число ступеней и выбрана форма тракта

совпадают с полученными в предварительном расчете. При несовпадении чертех проточной части корректируют. Пример окончательного расчета распределения вѣпора для заданного компрессора приведен в табл. 1.3

Таблица 1.3

Параметр	Расчетные параметры ступени									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
D_{ki}	0,712	0,705	0,697	0,689	0,681	0,673	0,669	0,659	0,652	0,645
\bar{D}_{ki}	1,0	0,99	0,98	0,968	0,958	0,945	0,933	0,926	0,915	0,905
H_{zi}	0,163	0,245	0,245	0,290	0,313	0,313	0,28	0,285	0,275	0,235
$H_{zi} D_{ki}$	0,165	0,24	0,235	0,271	0,287	0,28	0,243	0,246	0,231	0,193
$H_{zi} D_{ki} U_{zi}$	19,1	27,8	27,2	31,4	33,2	32,4	28,2	28,5	26,6	22,2

Контроль расчета:

$$\begin{aligned} \sum H_{zi} &= 19,1 + 27,8 + 27,2 + 31,4 + 33,2 + 32,4 + 28,2 + 28,5 + 26,6 + 22,2 = \\ &= L_k^* = 276,5 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

1.3. Термодинамический расчет многоступенчатого компрессора

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

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

По графику $\eta_n^* = f(\lambda_n, \eta_{ст.ср})$ (рис.1.3) и заданным значениям λ_n и η_n^* определяются требуемые значения среднего 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 высокооборотным ступеням. У трансзвуковых ступеней компрессора средние величины к.п.д. несколько меньше из-за повышенных скоростей потока, обтекание лопаточные венцы и составляют

$$\eta_{ст.ср} = 0,87 \dots 0,91$$

а у сверхзвуковых ступеней

$$\eta_{ст.ср} = 0,83 \dots 0,88$$

При распределении к.п.д. по ступеням следует в первых и последних до- и трансзвуковых ступенях уменьшать величины к.п.д. относительно полученного среднего значения на 1,5...2,5%, а в первой сверхзвуковой ступени на 2...4%. В средних ступенях к.п.д. увеличивается на 1...2% относительно среднего значения (см.рис.1.4 примера расчета). Такое соотношение к.п.д. ступеней определяется следующими особенностями их работы в системе многоступенчатого компрессора:

- первые и последние ступени, по сравнению со средними ступенями, имеют более широкий рабочий диапазон и поэтому для обеспечения достаточной газодинамической устойчивости не могут проектироваться на режим максимального к.п.д.;

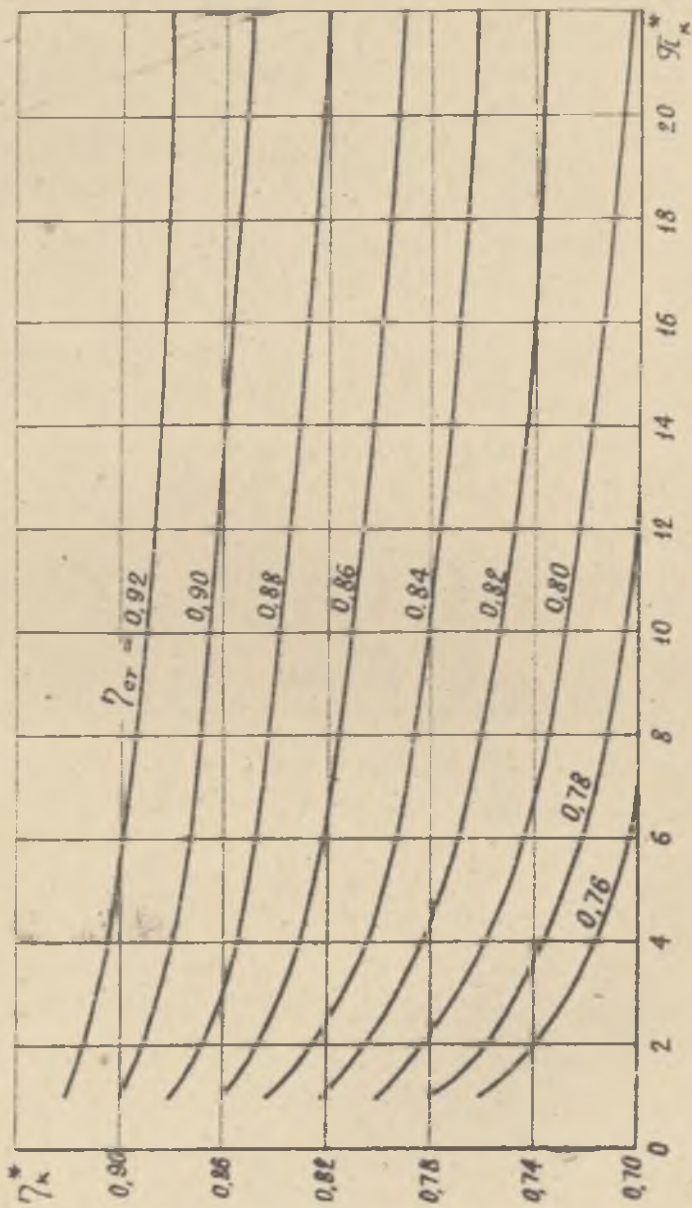


Рис. 1.3. Связь изотропического КПД компрессора со средним к.п.д. ступеней при различных значениях η_k .

- в первых ступенях сравнительно высокие скорости потока, а у последних ступеней значительны относительные величины радиальных зазоров (из-за малых абсолютных высот лопаток), что также снижает их к.п.д.

1.3.2. Определение величины давления и температур воздуха на входе в ступени

Величины T_i^* и ρ_i^* по ступеням рассчитываются по полученным ранее значениям $H_{zi} = H_{zi}$ и $\eta_{ст. i}$. Так, например, для I ступени расчет выполняется в следующей последовательности.

1. Определяются термодинамические параметры воздуха за ступень [7]

$$i_3^* = i_1^* + H_{zi} = 288,6 + 19,1 = 307,7 \text{ кДж/кг} \left(73,41 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} \right) \quad (\text{I.1})$$

(или $T_3^* = T_1^* + \frac{H_{zi}}{\kappa - 1} R_0$ в тех случаях, когда расчет ведется без T_{1f}),

где величина затреченного напора ступени $H_{zi} = H_{zi} = 19,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ а начальная $i_1^* = 288,6$ кДж/кг определяется по величине температуры $T_1^* = 288,15$ К. Температура на выходе из первой ступени $T_3^* = 307$ К находится по величине i_3^* .

2. Вычисляют величину напора ступени в случае изэнтропического сжатия

$$H_i' = H_{zi} \cdot \eta_{ст} = 19,1 \cdot 0,87 = 16,62 \text{ кДж/кг}$$

3. Определяют степень повышения полного давления в ступени [7]

$$\pi'_{ст} = \frac{\pi(T_{3f}^*)}{\pi(T_1^*)} = \frac{1,164}{1,198} = 0,971$$

- в первых ступенях сравнительно высокие скорости потока, а у последних ступеней значительны относительные величины радиальных зазоров (из-за малых абсолютных высот лопаток), что также снижает их к.п.д.

1.3.2. Определение величины давления и температур воздуха на входе в ступени

Величины T_i^* и P_i^* по ступеням рассчитываются по полученным выше значениям $H_{2i} = H_{2i}$ и η_{2i} . Так, например, для I ступени расчет выполняется в следующей последовательности.

1. Определяются термодинамические параметры воздуха за ступень [7]

$$i_3^* = i_1^* + H_{21} = 288,6 + 19,1 = 307,7 \text{ кДж/кг} \left(73,41 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} \right) \quad (1.1)$$

(или $T_3^* = T_1^* + \frac{H_{21}}{k-1} R_0$ в тех случаях, когда расчет ведется без ТДФ),

где величина затраченного напора ступени $H_{21} = H_{21} = 19,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ в начальная $i_1^* = 288,6 \text{ кДж/кг}$ определяется по величине температуры $T_1^* = 288,15 \text{ К}$. Температура на выходе из первой ступени $T_3^* = 307 \text{ К}$ находится по величине i_3^* .

2. Вычисляют величину напора ступени в случае изэнтропического сжатия

$$H_i' = H_{2i} \cdot \eta_{2i} = 19,1 \cdot 0,87 = 16,62 \text{ кДж/кг}$$

3. Определяют степень повышения полного давления в ступени [7]

$$\pi'_{2i} = \frac{\pi(T_{2i}^*)}{\pi(T_1^*)} = \frac{1,164}{1,198} = 1,216$$

где ТДф $\mathcal{L}(T_{35}^*)$ определяется по величине энтальпии

$$i_{35}^* = i_4^* + H_i = 288,6 + 1662 = 305,22 \text{ кДж/кг}$$

а $\mathcal{L}(T_1^*)$ - по величине температуры T_1^* .

Или же вычисляют величину $\mathcal{L}_{ст.}$, используя уравнение

$$H_i = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R T_1^* (\mathcal{L}_{ст.}^{\kappa} - 1) \quad (1.2)$$

Аналогично проводят расчеты для всех последующих ступеней компрессора. Результаты такого расчета представлены в таблице I.4.

Таблица I.4

Параметр	Номер ступени									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
H_{2i}	19,1	27,8	27,2	31,4	33,2	32,4	28,2	28,5	26,6	22,2
$\rho_{ст.}$	0,87	0,876	0,882	0,886	0,89	0,891	0,89	0,885	0,879	0,87
$T_1^* = T_3^{**}$	288	307	334,4	361,4	392,7	425,4	457,4	485	512,6	538,1
$T_3^* = T_2^*$	307	334,4	361,4	392,7	425,4	457,4	485	512,6	538,1	559,5
H_i	16,62	24,28	24,0	27,84	29,52	28,89	25,12	25,16	23,4	19,38
$\mathcal{L}_{ст. i}$	1,216	1,307	1,27	1,296	1,29	1,26	1,207	1,192	1,17	1,135

В таблице индексы I, 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

$$\prod_{i=1}^x \mathcal{L}_{ст. i} = \mathcal{L}_x$$

(где $\prod_{i=1}^k \bar{P}_{ст. i}$ - произведение величин $\bar{P}_{ст. i}$ всех ступеней).
 в случае, если $\frac{1}{\bar{P}_k} \left[\prod_{i=1}^k \bar{P}_{ст. i} - \bar{P}_k \right] > 0,01$, то вносится поправка
 на $\bar{P}_{ст. k}$ следующим образом.

Вычисляется величина расхождения

$$|\Delta \bar{P}_k| = \frac{\prod_{i=1}^k \bar{P}_{ст. i}}{\bar{P}_k} - 1$$

в нашем примере $|\Delta \bar{P}_k| = \frac{8,01}{8} - 1 = 0,01$

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

$$\bar{P}_{ст. i} = \frac{\bar{P}_{ст. i}}{1 + \frac{\Delta Z_i}{Z_i}}$$

При $|\Delta \bar{P}_k| > 0,02$ уточняются величины степеней повышения полного
 давления всех ступеней

$$\bar{P}_{ст. i} = \frac{\bar{P}_{ст. i}}{1 + \frac{\Delta Z_i}{Z_i}}$$

После этого уточняются к.п.д. ступеней и полные параметры за ними
 (см. табл. I.5.)

Таблица I.5

на пере- пе метр	Номер ступени									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
$\bar{P}_{ст. i}$	1,216	1,307	1,27	1,295	1,29	1,26	1,207	1,188	1,166	1,131
H_i	16,62	24,28	24,0	27,84	29,52	28,89	25,12	24,12	22,5	18,7
$\gamma_{ст. i}$	0,87	0,876	0,882	0,886	0,89	0,891	0,89	0,85	0,845	0,842
P_1^*	101,25	123,0	160,7	204,0	264,0	340,7	429,0	517,5	614,0	716,0
P_2^*	123,0	160,7	204,0	264,0	340,7	429,0	517,5	614,0	716,0	810,0
P_3^*	125,1	163,6	207,7	269,0	346,7	437,0	527,0	625,0	730,0	825,0

В рассматриваемом примере величина расхода $\Delta \bar{P}_A$ мала и поэтому умножаем $\bar{P}_{ст}$ только последних трех ступеней на 0,995 ($\Delta \bar{P}_{ст} = \frac{0,01}{3} = 0,0033$)

Коэффициенты восстановления давления в направляющих аппаратах принимаются равными

$$\epsilon_{на} = 0,98 \dots 0,99$$

Уточнения производят в следующей последовательности

1. Определяют уточненную величину изоэнтальпического напора ступени. Так, например, для восьмой ступени имеем:

$$H_i = i_{35}^* - i_1^* = 511,78 - 487,66 = 24,12 \text{ кДж/кг}$$

где энтальпии i_{35}^* берут по величине ТДф.

$$\bar{A}(T_{35}^*) = \bar{A}(T_1^*) \cdot \bar{P}_{ст i} = 7,52 \cdot 1,188 = 8,94$$

$$\text{Здесь } \bar{P}_{ст i} = \bar{P}_{ст} \cdot (1 - \Delta \bar{P}_{ст}) = 1,192 \cdot 0,9967 = 1,188$$

Уточнение величины напора ступени можно также произвести, используя уравнение (1.2).

2. По величине напора H_i уточняют значение к.п.д. ступени

$$\eta_{ст i} = \frac{H_i}{H_{ai}} = \frac{24,12}{28,5} = 0,85$$

3. Вычисляют величину полного давления за ступенью (принимая

$$\epsilon_{на} = 0,982):$$

$$P_3^* = P_1^* \bar{P}_{ст} = 517,5 \cdot 1,188 = 614 \text{ кПа}$$

в на входе в H_2

$$P_2^* = \frac{P_3^*}{\epsilon_{на}} = \frac{614}{0,982} = 625 \text{ кПа}$$

Результаты такого расчета всех ступеней компрессора показаны в табл. I.5.

1.3.3. Расчет площадей и средних диаметров проточной части компрессора

Используя предварительный чертеж меридионального профиля проточной части компрессора, определяем геометрические размеры D_k и $D_{вг}$ в контрольных сечениях (вход и выход из рабочих колес всех ступеней). В этих сечениях определяются площади и средние диаметры проточной части.

Результаты расчета для заданного компрессора представлены в таблице I.6.

Таблица I.6.

№ Парам- метр	Номер контрольного сечения									
	I-1	I-2	II-1	II-2	III-1	III-2	IV-1	IV-2	V-1	V-2
D_k	0,712	0,712	0,705	0,703	0,697	0,692	0,689	0,680	0,681	0,678
$D_{вг}$	0,278	0,327	0,373	0,392	0,416	0,432	0,449	0,464	0,480	0,490
F_n	0,398	0,398	0,390	0,388	0,382	0,376	0,373	0,365	0,364	0,360
$F_{вг}$	0,061	0,084	0,109	0,121	0,134	0,146	0,158	0,169	0,181	0,189
$F_{ср}$	0,2295	0,241	0,2495	0,254	0,258	0,261	0,265	0,266	0,272	0,273
$D_{ср}$	0,541	0,553	0,563	0,569	0,574	0,576	0,581	0,582	0,589	0,590
F_k	0,337	0,314	0,281	0,267	0,248	0,230	0,215	0,196	0,183	0,171

Продолжение таблицы 1.6

№ п/п	Диаметр	Номер контрольного сечения									
		VI-1	VI-2	VII-1	VII-2	VIII-1	VIII-2	IX-1	IX-2	X-1	X-2
D_k		0,673	0,671	0,669	0,665	0,659	0,657	0,652	0,650	0,645	0,643
$D_{вт}$		0,496	0,502	0,507	0,510	0,516	0,520	0,525	0,530	0,532	0,532
F_n		0,356	0,353	0,351	0,347	0,341	0,339	0,334	0,332	0,327	0,327
$F_{вт}$		0,193	0,198	0,202	0,204	0,209	0,212	0,216	0,22	0,222	0,223
$F_{ср}$		0,274	0,276	0,277	0,277	0,277	0,277	0,277	0,277	0,277	0,277
$D_{ср}$		0,591	0,592	0,593	0,593	0,593	0,593	0,593	0,593	0,593	0,593
F_k		0,163	0,155	0,149	0,143	0,132	0,127	0,118	0,112	0,104	0,104

В таблице

$$F_n = \frac{\pi D_n^2}{4}; \quad F_{вт} = \frac{\pi D_{вт}^2}{4}$$

$$F_{ср} = \frac{F_{вт} + F_n}{2}; \quad D_{ср} = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_{ср}}$$

$$F_k = F_n - F_{вт}$$

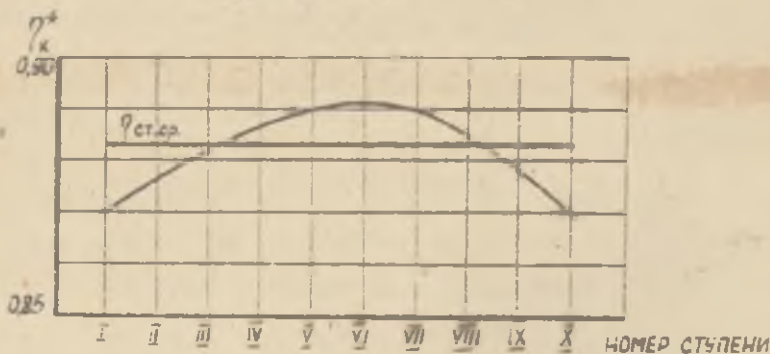


Рис. 1.4. Распределение к.п.д. по ступеням компрессора

ГЛАВА 2. РАСЧЕТ СТУПЕНЕИ КОМПРЕССОРА ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ

Цель этих расчетов заключается в определении величины и направления скорости потока в ступенях (рис.2.1) и уточнении проходных сечений компрессора (F_R)

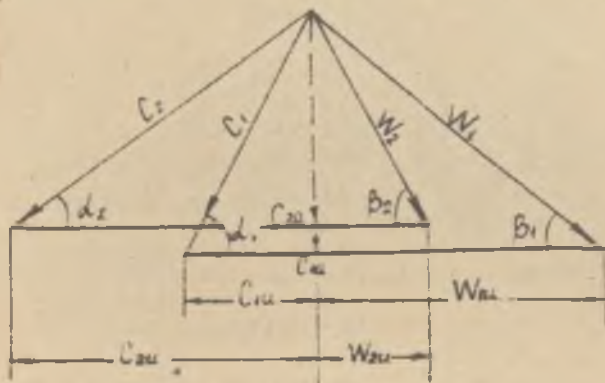


Рис.2.1. Треугольники скоростей ступени компрессора

2.1. Подготовка исходных данных к расчету

В ступени компрессора работа, передаваемая воздуху лопатками рабочего колеса, меньше теоретического напора H_T , рассчитанного по уравнению Эйлера. Это связано с тем, что между лопатками поток неравномерный: у корыта давления выше, чем у спинки (так называемая погонная неравномерность), имеется радиальная неравномерность потока, вызванная трением потока о стенки тракта, и радиальными зазорами в ступенях, а также другими факторами. Несоответствие напорам учитывается в расчетах с помощью коэффициента ^{УМЕНЬШЕНИЯ} теоретичес-

кого напоре K_H :

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

По затраченному напору H_z рассчитываются степени повышения давления в ступенях, а по теоретическому - треугольнику скоростей.

В компрессорах с дозвуковыми ступенями принимается для первой ступени $K_H = 0,9$ и затем для каждой последующей ступени уменьшается на $0,01$, но не падает ниже $K_H = 0,88$. В сверхзвуковых и трансзвуковых ступенях задаются $K_H = 1,0$. При расчете на среднем радиусе ступеней с равномерным по высоте лопатки напором исходные данные выбирают по рекомендациям гл.1 (§ 1.2 и 1.3).

Вентиляторные ступени ТРДД обычно выполняются с неравномерным по высоте лопатки напором, что связано с целесообразностью увеличения напора и степени повышения давления периферийной части ступени, работающей на наружный контур. В вентиляторных ступенях должна обеспечиваться заданная степень повышения давления $\mathcal{P}_{\text{вн}}$ на среднем диаметре проточной части наружного контура ($D_{\text{ср} \text{ вн}}$).

Для того, чтобы определить термодинамические параметры на среднем диаметре вентиляторной ступени ($D_{\text{ср}}$), необходимо определить величину напора на этом диаметре, а для того, чтобы определить количество подпорных ступеней - на $D_{\text{ср} 1}$. Расчет проводят, используя обобщенные зависимости радиального распределения напора в КИД (рис.2.2, 2.3). На этих рисунках

$$\bar{H}_z = \frac{H_{zi}}{H_{ср}} ; \bar{r}_{\text{см}} = \frac{r_{zi}}{r_{ср}} ; h_n = \frac{r_i - r_{\text{ст}}}{r_n - r_{\text{ст}}}$$

где H_{zi} , r_{zi} - значения затраченного напора и КИД в рассматриваемом сечении лопатки (на рассматриваемом радиусе r_i);

h_n - относительная доля высоты лопатки, отсчитываемая от ступки;

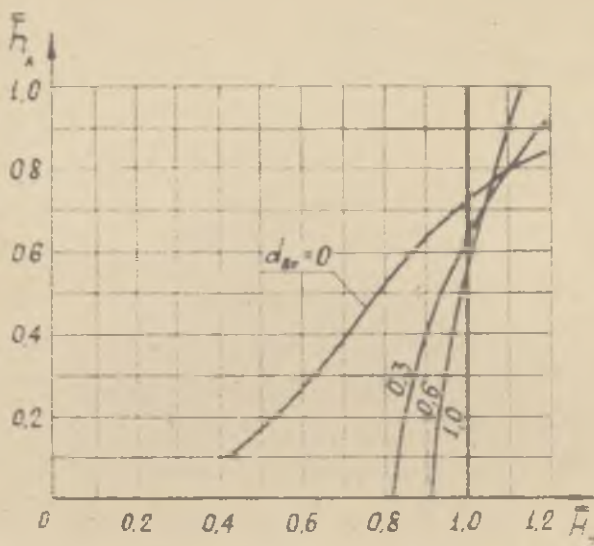


Рис. 2.2. Обобщенное радиальное распределение расхода (по высоте лопатки)

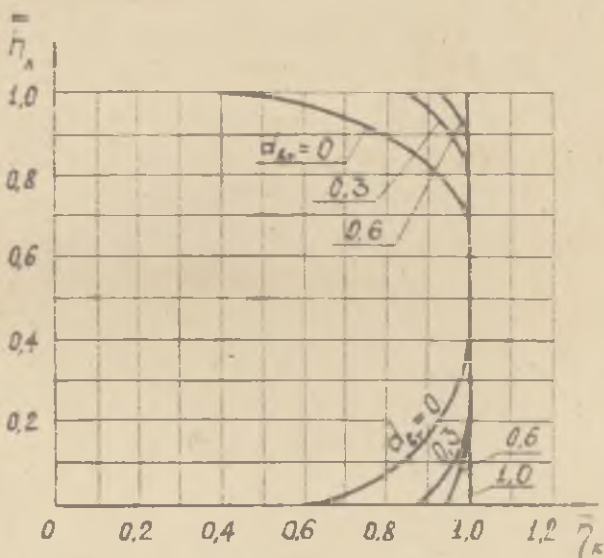


Рис. 2.3. Обобщенное радиальное распределение КПД (по высоте лопатки)

$r_{cp} \cdot H_{cp}$ - значения затраченного воздуха в м³ на среднем радиусе ступени.

Порядок расчета термодинамических параметров на диаметрах $D_{в.ср.}$ и $D_{ср.1}$ следующий:

1. Проводят оценку площадей на входе и выходе из вентилятора и разделяют площади по линии тока на две части: втулочную часть, работающую на внутренний контур двигателя и периферийную, работающую на наружный контур. Площади принимаются пропорциональными соответствующим расходам воздуха

$$\Delta F_I = F_z \cdot \frac{1}{1+m}$$

$$\Delta F_{II} = F_z \cdot \frac{m}{1+m}$$

где F_z - суммарная осевая площадь ступени в соответствующем сечении; m - степень двухконтурности.

2. Определяют радиус линии тока, разделяющей контуры

$$r_{Л.Т.} = \sqrt{r_n^2 + \frac{\Delta F_I}{2\sigma}}$$

или

$$r_{Л.Т.} = \sqrt{r_n^2 - \frac{\Delta F_{II}}{2\sigma}}$$

3. Рассматривая каждую часть вентилятора как независимую, определяют средний радиус части лопасти соответствующего контура

$$r_{ср. II} = \sqrt{r_{Л.Т.}^2 + \frac{\Delta F_{II}}{2\sigma}}$$

$$r_{ср. I} = \sqrt{r_{Л.Т.}^2 - \frac{\Delta F_I}{2\sigma}}$$

5. Определяют относительный диаметр втулки вентилятора ($d_{107} = 0,3-0,45$)

вычисляют

$$\bar{h}_{\lambda \text{ ср}} = \frac{\gamma_{\lambda \text{ ср}} - \gamma_{\text{Вм}}}{\gamma_{\text{п}} - \gamma_{\text{Вм}}}$$

$$\bar{h}_{\lambda \text{ в II}} = \frac{\gamma_{\text{ср II}} - \gamma_{\text{Вм}}}{\gamma_{\text{п}} - \gamma_{\text{Вм}}}$$

$$\bar{h}_{\lambda \text{ в I}} = \frac{\gamma_{\text{ср I}} - \gamma_{\text{Вм}}}{\gamma_{\text{п}} - \gamma_{\text{Вм}}}$$

и пользуясь рис.2.2 и 2.3, определяют величины

$$\bar{H}_{2 \text{ ср}}, \bar{H}_{2 \text{ в II}}, \bar{H}_{2 \text{ в I}}, \bar{H}_{\text{ср}}, \bar{H}_{\text{в II}}, \bar{H}_{\text{в I}} \text{ и } \bar{\gamma}_{\text{в ср}}, \bar{\gamma}_{\text{в II}}, \bar{\gamma}_{\text{в I}}$$

6. Определяют величину напора вентилятора на среднем радиусе наружного контура в случае изоэнтропического сжатия

$$H_{\text{вс}} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot (T_{\text{в II}}^* - t) = L_{35 \text{ в}}^* - L_1^*$$

где начальная L_1^* , определяется по величине температуры T_1^* , а величина $L_{35 \text{ в}}^*$ - по ТДФ

$$\mathcal{K}(T_{35 \text{ в}}^*) = \mathcal{K}(T_1^*) \cdot \mathcal{K}_{\text{в II}}$$

7. Определяют величину затраченного напора вентилятора на среднем радиусе наружного контура

$$H_{2 \text{ в II}} = \frac{H_{\text{вс}}}{\gamma_{\text{в II}}^*}$$

8. Определяют величины напоров вентилятора на среднем радиусе лопатки и среднем радиусе для внутреннего контура

$$N_{2вср} = N_{2в1} \cdot \frac{\bar{N}_{ср}}{N_{2в}}$$

$$N_{2в1} = N_{2в1} \cdot \frac{\bar{N}_{21}}{N_{2в}}$$

9. Вычисляют КПД вентилятора на его среднем радиусе и среднем радиусе для внутреннего контуре

$$\eta_{ср}^* = \eta_{в1}^* \cdot \frac{\eta_{ср}}{\eta_{в}} ; \quad \eta_{в1}^* = \eta_{в1}^* \cdot \frac{\eta_{01}}{\eta_{в1}}$$

Далее термодинамический расчет и расчет необходимого числа ступеней ведется по рекомендациям гл. I* (I.3.2).

Число ступеней вентилятора и работа на среднем радиусе каждой ступени определяются также по рекомендациям главы I.

Если в компрессоре НД используются подпорные ступени, то первая из них проектируется с переменным вихрем 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 контуре.

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

2.2. Расчет кинематических параметров ступеней на среднем диаметре

Кинематический расчет рабочего колеса компрессоре на среднем диаметре производится в следующей последовательности (в качестве примера рассматривается I ступень).

Вход в рабочее колесо

1. Приведенная окружная скорость на среднем диаметре

$$U_1 = \frac{\pi D_s n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,541 \cdot 9100}{60} = 258 \text{ м/с} \quad (2.1)$$

где $D_s = D_{иср} = 0,541 \text{ м}$ - из табл.1.6; $n = 9100 \text{ мин}^{-1}$ из § 1.1

2. Коэффициент теоретического напора, отнесенный к окружной скорости на среднем диаметре

$$\bar{H}_T = \frac{H_z \cdot 10^5}{K_m U_1^2} = \frac{19,1 \cdot 10^5}{1 \cdot 258^2} = 0,287 \quad (2.2)$$

где величина затрещинного напора $H_z = 19,1 \text{ кДж/кг}$ - берется из раздела 1.2.

3. Закрутка потока на входе в рабочее колесо

$$C_{1u} = \left(1 - \beta_k - \frac{\bar{H}_T}{2}\right) U_1 = \left(1 - 0,5 - \frac{0,287}{2}\right) 258 = 91,8 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.3)$$

где β_k - степень реактивности на среднем радиусе. Ее рекомендуемые значения приводятся в табл.2.1

Таблица 2.1

№ ступени	Тип ступени	Расположение ступени		
		первая	средняя	последняя
1.	Двухступенная	0,5...0,6	0,5...0,6	0,6...0,75
2.	Трехступенная	0,65...0,75	0,6...0,75	0,6...0,75
3.	Сверхступенная	0,7... 0,75	0,5...0,6	0,6...0,75

Значения степени реактивности и скоростей плавно меняются

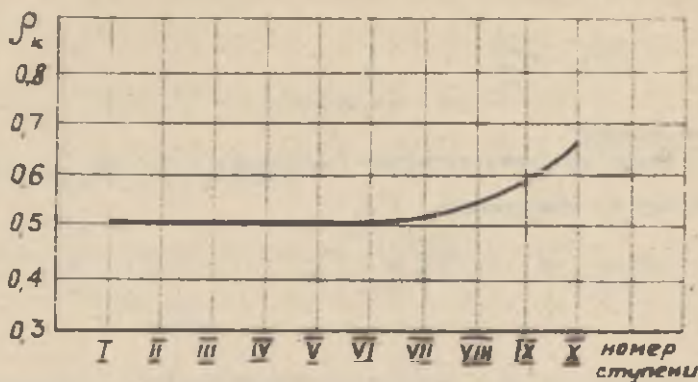


Рис.2.4. Распределение степени реактивности по ступеням компрессора

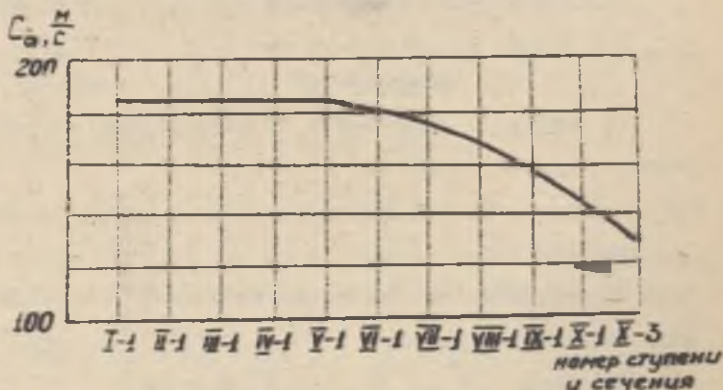


Рис.2.5. Изменение осевой скорости по длине компрессора

по ступеням (см. рис. 2.4 и 2.5).

Если первая ступень компрессора выполняется без ВНА,

то $C_{1u} = 0$

$$P_x = 1 - \frac{U_1^2}{2}$$

наличии ВНА

При этом можно задавать линейное уменьшение закрутки C_{1u} от входа к выходу из компрессора, т.е.

$$C_{1ui} = \left(1 - \frac{i-1}{Z}\right) C_{1u1} \text{ м/с}$$

где индексы i и l означают номер ступени; Z - число ступеней.

4. Угол закрутки потока $\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{C_{1a}}{C_{1u}} \quad (2.4)$

На входе в первую ступень обычно принимаются следующие значения осевой скорости:

для дозвукового компрессора - $C_{1a} = 160-180 \text{ м/с}$

для транс- и сверхзвукового компрессоров - $C_{1a} = 180-220 \text{ м/с}$

На выходе из компрессора за направляющим аппаратом принимается $C_{2a} = 120-150 \text{ м/с}$

Посадка осевой скорости от входа к выходу из компрессора производится плавно, причем в первых ступенях посадка должна быть минимальной или совсем отсутствовать, а в последних - максимальной, но не более $\Delta C_a = 25 \text{ м/с}$ на ступень (см. рис. 2.5)

Примем $C_{1a} = 185 \text{ м/с}$, получим

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{185}{91.8} = 2.01$$

$$\alpha_1 = 63.5^\circ$$

5. Приведенная абсолютная скорость

$$\lambda_1 = \frac{C_{1a}}{Q_{1кр} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{185}{310,5 \cdot \sin 63,5} = 0,666 \quad (2.5)$$

где (2.6)

$$Q_{1кр} = 18,3 \sqrt{T_1^*} = 18,3 \sqrt{288,45} = 310,5 \text{ м/с}$$

6. Площадь проходного сечения

$$F_{1к} = \frac{C_p \cdot \sqrt{T_1^*}}{40,41 \cdot \rho_1^* \cdot q(\lambda_1) \cdot K_c \cdot \sin \alpha_1} = \frac{61,7 \cdot \sqrt{288}}{40,41 \cdot 104,25 \cdot 0,867 \cdot 0,97 \cdot \sin 63,5} = 0,34 \text{ м}^2 \quad (2.7)$$

Величина $q(\lambda_1)$ определяется по таблицам ГДФ [1]
по значению $\lambda_1 \cdot K_c = 0,97 \dots 0,98$

Если полученная площадь $F_{1к}$ отличается от значения, предварительно рассчитанного (см. табл. I.6), более чем на 3-5%, то диаметры проточной части уточняют путем изменения
при форме "а" - внутреннего диаметра
при форме "б" - наружного диаметра
при форме "в" - наружного и внутреннего с сохранением среднего диаметра.

7. Окружная составляющая относительной скорости

$$W_{1л} = U_1 - C_{1л} = 258 - 91,8 = 166,2 \text{ м/с} \quad (2.8)$$

8. Угол входа потока в колесо в относительном движении

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{1a}}{W_{1л}} = \frac{185}{166,2} = 1,113; \quad \beta_1 = 48^\circ \quad (2.9)$$

Значения угла β_1 должны быть $\beta_1 \geq 30^\circ$, а для последней ступени $\beta_1 \geq 27^\circ$.

9. Полная температура в относительном движении

$$\bar{T}_1^* = T_1^* + \frac{u_1 (W_{ш} - C_{ш})}{2040} = 288 + \frac{258(166,2 - 91,8)}{2040} = 297,5 \text{ K} \quad (2.10)$$

10. Приведенная скорость на входе в колесо в относительном движении

$$\bar{\lambda}_1 = \frac{C_{ш}}{v_{кр} \cdot \sin \beta_1} = \frac{185}{316 \sin 48^\circ} = 0,788 \quad (2.11)$$

где критическая скорость в относительном движении

$$v_{кр} = 18,3 \cdot \sqrt{\bar{T}_1^*} = 18,3 \sqrt{297,5} = 316 \text{ м/с} \quad (2.12)$$

На среднем диаметре обычно величины λ_1 должны быть

в дозвуковой ступени $\bar{\lambda}_1 < 0,85$

в трансзвуковой ступени $\bar{\lambda}_1 < 1,1$

в сверхзвуковой ступени $\bar{\lambda}_1 > 1,1$

Выход из рабочего колеса

11. Окружная скорость

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,553 \cdot 9100}{60} = 263,5 \text{ м/с} \quad (2.13)$$

где $D_2 = D_{2cp} = 0,553 \text{ м}$ (из табл. I.6)

12. Закрутка потока на выходе из колеса

$$C_{zu} = \frac{10^3 H_2 / K_H + C_{ш} \cdot u_1}{u_2} = \frac{10^3 \cdot 19,1 / 1 - 91,8 \cdot 258}{263,5} = 102,5 \text{ м/с} \quad (2.14)$$

где $H_2 = 19,1 \text{ м/с}$ - берется из табл. I.4.

13. Осевая скорость

$$C_{2a} = \frac{C_{2a} + C_{3a}}{2} = \frac{185 + 185}{2} = 185 \text{ м/с} \quad (2.15)$$

где C_{3a} - это скорость C_{2a} на входе в следующую ступень.

14. Окружная составляющая скорости в относительном движении

$$W_{2u} = U_2 - C_{2u} = 263,5 - 162,5 = 101 \text{ м/с} \quad (2.16)$$

15. Относительный угол выхода потока из рабочего колеса

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{2a}}{W_{2u}} = \frac{185}{101} = 1,833, \quad \beta_2 = 61,3^\circ \quad (2.17)$$

16. Угол входа потока в направляющий аппарат

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C_{2a}}{C_{2u}} = \frac{185}{162,5} = 1,14; \quad \alpha_2 = 48,8^\circ \quad (2.18)$$

Аэродинамическое ограничение: $\alpha_2 \geq 30^\circ$.

17. Приведенная скорость на входе в НА

$$\lambda_2 = \frac{C_{2a}}{a_{2кр} \cdot \sin \alpha_2} = \frac{185}{322 \cdot \sin 48,8} = 0,763 \quad (2.19)$$

$$\text{где } a_{2кр} = 18,5 \cdot \sqrt{1,2} = 18,5 \cdot \sqrt{307} = 322 \text{ м/с} \quad (2.20)$$

Аэродинамическое ограничение величиной λ_2 для всех типов ступеней $\lambda_2 \leq 0,8$.

18. Угол поворота потока в рабочем колесе

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1 = 61,3 - 48 = 13,3^\circ \quad (2.21)$$

Это значение $\Delta \beta$ должно быть меньше величиной $\Delta \beta$, определяемой по графику на рис. 4.2 для густоты $b/t = 1,5$. Поскольку более густые решетчатые профили ($b/t > 1,5$) на среднем радиусе обычно не применяются.

19. Угол поворота потока в направляющем аппарате

$$\Delta d = d_3 - d_2 \quad (2.22)$$

где $d_3 = d_1$ на входе в следующую ступень.

Ограничение: $\Delta d \leq \Delta d_{\text{доп}} = 1,5$ (рис. 4.2).

На выходе из последней ступени $d_3 = 90^\circ$. При $\Delta d > 50^\circ$ выходной НА выполняется из двух последовательно расположенных венцов.

Аналогичные расчеты проводят для средней или выходных ступеней. Результаты таких расчетов представлены в табл. 2.2.

После кинематического расчета на среднем радиусе входной, средней и выходной ступеней, если их параметры не выходят за допустимые значения, можно переходить к расчету остальных ступеней.

Если на некоторые параметры выходят за пределы, то следует изменить такие параметры как степень реактивности, распределение осевой скорости, окружную скорость, форму проточной части, перераспределить затреченную работу по ступеням. При этом нужно иметь в виду следующую взаимосвязь параметров. При увеличении степени реактивности увеличивается λ_1 , уменьшается угол β_1 , и в противоположные стороны изменяются величины λ_2 и d_2 . Величины λ_1 и λ_2 можно уменьшить, снижая осевую и окружную скорости, однако при этом увеличиваются углы поворота потока в рабочем колесе и направляющем аппарате.

Если в последних ступенях получаются недопустимые углы β_1 и d_2 , то следует уменьшать окружные скорости, сменяя проточную часть 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.

А. Параметры на входе в рабочие колеса

№ п/п	Параметр, формула	Номер ступени			
		I	У	IX	X
1	H_2	19,1	33,2	26,6	22,2
2	$D_{иср}$	0,541	0,589	0,593	0,593
3	$U_{иср}$	258	274,5	280	280
4	$\bar{H}_r, (2.2)$	0,287	0,441	0,341	0,282
5	$\rho_k, (рис. 2.4)$	0,5	0,5	0,58	0,65
6	$C_{и}, (2.3)$	91,8	76,7	70,7	58,0
7	$C_{ia}, (рис. 2.5)$	185	185	157,5	144
8	$tg \alpha_1, (2.4)$	2,01	2,41	2,26	2,47
9	λ_1	63,5	67,5	66,2	68
10	T_1^*	288	392,7	512,6	538,1
11	$Q_{\omega i}, (2.6)$	310,5	363	415	425
12	$\lambda_1, (2.5)$	0,666	0,551	0,415	0,365
13	$q(\lambda_1)$	0,867	0,763	0,609	0,544
14	ρ_1^*	101,25	264	614	716
15	$F_{ик}, (2.7)$	0,34	0,1673	0,1043	0,101
16	$W_{и}, (2.8)$	166,2	197,8	209,3	222,0
17	$tg \beta_1, (2.9)$	1,113	0,935	0,8	0,649
18	B_1	48	43,2	38,7	33
19	$T_1^*, (2.10)$	297,5	409,2	532	560,9
20	$\beta_{иср}, (2.12)$	316	370	422	433
21	$\lambda_1, (2.11)$	0,788	0,73	0,598	0,611

Б. Параметры на выходе из рабочих колес

№ п/п	Параметр, формула	Номер ступени			
		I	У	II	А
22	D_{2co}	0,553	0,590	0,593	0,593
23	$U_2, (2.13)$	263,5	276	280	280
24	$C_{2u}, (2.14)$	162,5	193	164,5	138
25	$C_{2a}, (2.15)$	185	184	150,5	137
26	$W_{2u}, (2.16)$	101	83	129,5	142,0
27	$tg \beta_2, (2.17)$	1,833	2,22	1,163	0,963
28	β_2	61,3	65,7	49,2	43,9
29	$tg d_2, (2.18)$	1,14	0,953	0,915	0,995
30	a_2	46,8	43,7	42,5	44,8
31	T_2^*	307	425,4	538,1	559,5
32	$Q_{2ко}, (2.20)$	322	378	425	433
33	$\lambda_2, (2.19)$	0,763	0,705	0,525	0,448
34	$\Delta B, (2.21)$	13,3	22,5	10,5	10,9
35	$\Delta \beta_{8k-15} (\text{рис. 4.2})$	23,5	25	18	15,5
36	$d_3 = d_1(2.1)$			68	90
37	$\Delta d, (2.22)$			25,5	45,2
38	$\Delta d_{8k-15} (\text{рис. 4.2})$			27,0	-

- 2 -

ГЛАВА 3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА РАЗЛИЧНЫХ РАДИУСАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Основные законы движения газа устанавливают определенные соотношения между кинематическими параметрами потока на различных радиусах. Расчет изменения кинематических параметров ступени по радиусу выполняется путем совместного решения трех основных уравнений газовой динамики:

- уравнения неразрывности (расхода),
- уравнения радиального равновесия,
- уравнения моментов количества движения
(2-го уравнения Эйлера)

1. Уравнение неразрывности используется для определения величин скоростей, при которых сумма расходов через элементарные струйки тока в ступени получается равной заданному расходу воздуха

$$G_0 = 2\pi \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{вн}}} c_u \rho r dr$$

где ρ - массовая плотность.

2. Уравнение радиального равновесия устанавливает распределение осевых и окружных скоростей по радиусу, при котором имеется равновесие между центробежными силами и градиентами статического давления

$$\frac{dp}{dr} = \rho \left(\frac{c_u^2}{r} - \frac{c_a^2}{R} \right)$$

где r - радиус проточной части, R - радиус кривизны дуги тока.

3. По уравнению Эйлера при заданных величинах теоретического напора и окружной составляющей скорости на входе определяется окружная составляющая скорости на выходе

$$C_{2u} = \frac{U_1}{U_2} \cdot C_{1u} + \frac{H_T}{U_2} \cdot 10^3$$

где H_T в кДж/кг.

По найденным скоростям C_{1u} , C_{1a} , U рассчитываются треугольники скоростей.

Поток в лопаточных венцах и в зазорах между ними закручен со скоростью C_{1u} . Вследствие этого возникают центробежные силы, стремящиеся переместить частицу на больший радиус. От перемещения ее ударивает градиент статического давления

$$\frac{dp}{dr} > 0,$$

в соответствии с которым формируется радиальное поле осевых скоростей.

При переходе от межлопаточного зазора на входе в колесо к зазору на выходе из колеса закрутка увеличивается (вследствие подвода работы), что приводит к соответствующему изменению градиента статического давления. В результате в периферийных струйках течения при движении воздуха от входа к выходу скорость C_{2a} несколько уменьшается (по сравнению с C_{1a}), а во втулочных струйках — скорость C_{2a} увеличивается. При этом периферийные струйки течения расширяются, а втулочные — сжимаются.

В направляющем аппарате от входа к выходу закрутка потока увеличивается (в этом состоит его основное назначение), что приводит

к уменьшению градиента статического давления на выходе по сравнению со входом в НА. Вследствие этого в аппарате периферийные струйки тока сжимаются, а втулочные - расширяются. Рассмотренный характер течения в колесе и аппарате приводит к искривлению линий тока между колесом и аппаратом (рис.3.1). При движении частицы по криволинейной струйке тока в меридиональной плоскости возникает дополнительная (вторичная) центробежная сила. В зазоре между колесом и аппаратом эта сила направлена от периферии к центру и будет приводить к уменьшению градиента статического давления, возникшего от закрутки потока (в уравнение радиального равновесия соответствующее слагаемое $\frac{C_a^2}{R}$ входит со знаком минус), и изменению радиального поля осевых скоростей. Значит, для определения действительного поля осевых скоростей необходимо знать кривизну линий тока, но она в начале расчета неизвестна и устанавливается в процессе совместного решения рассмотренных уравнений движения методом последовательных приближений. Однако такой процесс расчета громоздок. В инженерной практике часто применяют для определения поля осевых скоростей метод учета взаимного влияния венцов.

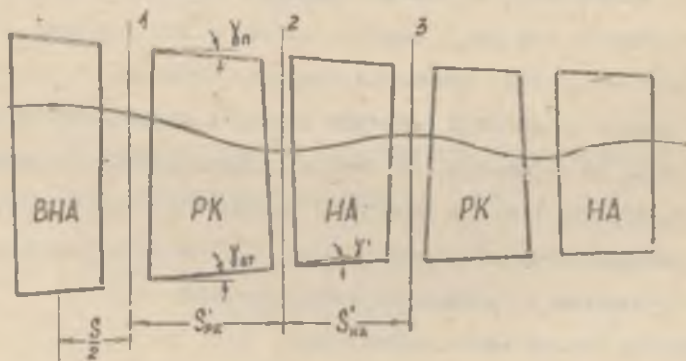


Рис.3.1. Характер протекания линий тока в меридиональной плоскости компрессора

Он заключается в следующем: решается упрощенное уравнение радиального равновесия (без учета влияния кривизны линии тока или с учетом влияния только кривизны траектории поверхностей), а учет влияния кривизны линии тока производится по эмпирическим формулам

Рассмотрим методы расчета радиального поля скоростей для двух типов ступеней:

- ступени с равномерным вихором по радиусу (высоте лопатки)

В этом случае упрощенное уравнение радиального равновесия интегрируется и получается аналитическая формула для расчета радиального поля осевых скоростей.

- ступени с неравномерным вихором по радиусу.

В этом случае уравнение радиального равновесия решается методами численного интегрирования.

3.1. Расчет ступени с равномерным вихором

Расчет кинематических параметров ступени в различных сечениях по радиусу выполняется на основе принятой закономерности закрутки потока на входе в ступень. Закрутка потока в периферийных и втулочных сечениях определяет возможные значения скорости λ и угол поворота потока в раветки рабочего колеса и направляющего аппарата, то есть те параметры, на которые накладываются заводские численные ограничения в целях получения высокого к.п.д. и достаточных запасов гидродинамической устойчивости. С изменением закрутки C_{10} по радиусу связано и радиальное изменение поля C_{10} .

Закрутка потока может задаться:

- а) В виде степенной зависимости:

$$C_{10} r^m = Const$$

(3.1)

и тогда окружная составляющая абсолютной скорости определяется из соотношения:

$$C_{1u} = \frac{C_{1u\infty}}{\bar{r}_1^m}$$

где $\bar{r}_1 = \frac{r_1}{r_{1ср}}$

При этом преобразованное и упрощенное с учетом равномерного напора по радиусу уравнение радиального равновесия принимает вид:

$$-dc_a^2 = c_u dc_u + 2c_u^2 \frac{dr}{r}$$

Оно легко интегрируется. В результате получаются следующие выражения для скорости входа и выхода из колеса в конечном виде:

$$C_{1a\infty} = \sqrt{C_{1aср}^2 + \frac{1-m}{m} \cdot \frac{1-\bar{r}_1^{2m}}{\bar{r}_1^{2m}} \cdot C_{1uср}^2}$$

$$C_{2a\infty} = \sqrt{C_{2aср}^2 + \frac{1-m}{m} \cdot \frac{1-\bar{r}_2^{2m}}{\bar{r}_2^{2m}} \cdot C_{2uср}^2 +$$

$$+ 2 \frac{m-1}{m+1} \cdot \frac{1-\bar{r}_2^{m+1}}{\bar{r}_2^{m+1}} \cdot \frac{H_T}{U_{2ср}} \cdot C_{2uср}$$

В формулах индекс ∞ означает, что скорости определены без учета влияния линии тока.

б) В ряде полинома

$$C_{1u} = A\bar{r} + \frac{B}{\bar{r}} \quad (3.2)$$

где А и В - постоянные коэффициенты, определяемые из граничных условий.

Для определения этих коэффициентов необходимо знать величину $C_{ш}$ на двух радиусах и решить систему двух уравнений. Например, пусть заданы $C_{ш\text{ср}}$ и $C_{ш\text{вг}}$

$$\begin{cases} C_{ш\text{ср}} = A + B \\ C_{ш\text{вг}} = A \bar{r}_{\text{вг}} + \frac{B}{\bar{r}_{\text{вг}}} \end{cases}$$

откуда определяем

$$B = \frac{C_{ш\text{вг}} - C_{ш\text{ср}} \cdot \bar{r}_{\text{вг}}}{\frac{1}{\bar{r}_{\text{вг}}} - \bar{r}_{\text{вг}}}; \quad A = \frac{C_{ш\text{ср}}}{\bar{r}_{\text{вг}}} - C_{ш\text{вг}}$$

Уравнение радиального равновесия интегрируется.

В этом случае получаем следующие формулы для вычисления скоростей $C_{ш\infty}$ и $C_{ш\infty}$:

$$C_{ш\infty} = \sqrt{C_{ш\text{ср}}^2 - 2A^2(\bar{r}^2 - 1) - 4AB \ln \bar{r}}$$

$$C_{ш\infty} = \sqrt{C_{ш\text{ср}}^2 - 2A^2(\bar{r}^2 - 1) - 4AB \ln \bar{r} - \frac{4A H_T}{U_{\text{ср}}} \ln \bar{r}}$$

- 2) В виде зависимости угла потока на выходе из направляющего аппарата от высоты лопатки, обеспечивающей простоту изготовления. Например, если конструктивный угол на выходе одинаков на всех радиусах, то кромка получается прямой, а выходная часть профиля простой в изготовлении, допускающей применение прогрессивных методов обработки поверхностей лопаток.

Рассмотрим случай $d_1 = \text{Const}$, что означает

$$\frac{C_{1a}}{C_{1u}} = \text{tg} d_1 = \text{Const} \quad (3.3)$$

откуда получаем связь между малыми изменениями скоростей

$$\frac{dC_{1a}}{C_{1a}} = \frac{dC_{1u}}{C_{1u}}$$

Используя ее для решения уравнения радиального равновесия, получим формулы для определения скоростей $C_{1a \infty}$ и $C_{2a \infty}$:

$$C_{1a \infty} = \frac{C_{1a \text{ ср}}}{\sqrt{1 + \cos^2 d_{1 \text{ ср}}}} ;$$

$$C_{2a \infty} = \sqrt{C_{2a \text{ ср}}^2 + \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \cos^2 d_{1 \text{ ср}}}}\right) C_{1a \text{ ср}}^2 + \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \cos^2 d_{1 \text{ ср}}}}\right) \frac{H_1 C_{1a \text{ ср}}}{C_{2 \text{ ср}}} \cdot \frac{\sin 2d_{1 \text{ ср}}}{1 + \cos^2 d_{1 \text{ ср}}}}$$

В инженерной практике, задавая различные радиальные коэ-эфекты закруток или углов за направлением аппарата, находят такое поле, которое наилучшим образом удовлетворяет аэродинамическим и конструктивным граничным условиям, на которые проектируется ступень.

При эскизном проектировании компрессора и, в особенности при выполнении курсовой работы или дипломного проекта, наиболее часто применяют следующие законы радиального распределения закрутки потока.

1. Закон "свободного вращения" или постоянства циркуляции по радиусу

$$C_{\alpha} \gamma = Const = C_{\text{циф}} \gamma_{\text{ср}} \quad (3.4)$$

Этот закон получается из выражения (3.1) при $m = 1$ или из (3.2) при $A = 0$.

Тогда из полученных формул имеем

$$C_{1a} = C_{1a \text{ ср}} = Const \quad (3.5)$$

$$C_{2a} = C_{2a \text{ ср}} = Const \quad (3.6)$$

т.е. по радиусу скорости C_{1a} и C_{2a} не изменяются.

Равномерные C_a получаются и при $C_{\text{ци}} = 0$, т.е. когда на атоме и колесо нет закрутки.

2. Закон вращения "твердого тела" $\frac{C_{\alpha}}{\gamma} = Const$

Это закон изменения окружной скорости по радиусу вращающегося механизма.

Этому случаю соответствует в выражении (3.1) $m = -1$ или $B = 0$ в (3.2).

Тогда получаем

$$\frac{C_{\alpha}}{\gamma} = \frac{C_{\text{циф}}}{\gamma_{\text{ср}}} \quad (3.7)$$

$$C_{\alpha \text{ ср}} = \sqrt{C_{\text{циф}}^2 + 2(1 - \bar{\gamma}^2) C_{\text{циф}}^2} \quad (3.8)$$

$$C_{2a \text{ ср}} = \sqrt{C_{2a \text{ ср}}^2 + 2(1 - \bar{\gamma}_2^2) C_{\text{циф}}^2 - 4 \frac{H_1 C_{\text{циф}}}{U_{2 \text{ ср}}} \ln \bar{\gamma}_2} \quad (3.9)$$

3. Закон постоянства степени реактивности по радиусу $\rho_k = Const$.

Этот закон предполагает равномерную нагруженность по радиусу как решеток рабочего колеса, так и решеток направляющего аппарата, т.е. величина ρ_k представляет собой отношение работы сжатия в колесе к работе сжатия всей ступени.

Степень реактивности выражают следующим образом [8]:

$$\rho_k = 1 - \frac{C_{1u}}{u} - \frac{\Delta C_a}{2u}$$

В случае равномерного распределения напора по радиусу (т.е. $H_T = u \Delta C_u = Const$) удобнее это выражение преобразовать к виду

$$\rho_k = 1 - \frac{C_{1u}}{u_{cp} \bar{r}} - \frac{H_T}{2 u_{cp}^2 \bar{r}^2}$$

откуда

$$C_{1u} = (1 - \rho_k) u_{cp} \bar{r} - \frac{H_T}{2 u_{cp}} \cdot \frac{1}{\bar{r}}$$

т.е.

$$A = (1 - \rho_k) u_{cp}; \quad B = -\frac{H_T}{2 u_{cp}}$$

После преобразований получаем формулы для определения осевых составляющих скоростей

$$C_{1a \infty} = \sqrt{C_{1a_{cp}}^2 + 2(1 - \rho_k)^2 u_{cp}^2 (1 - \bar{r}^2) + 2H_T(1 - \rho_k) u_{cp} \bar{r}}$$

$$C_{2a \infty} = \sqrt{C_{2a_{cp}}^2 + 2(1 - \rho_k)^2 u_{cp}^2 (1 - \bar{r}^2) - 2H_T(1 - \rho_k) u_{cp} \bar{r}}$$

Действительные значения осевых скоростей на рассматриваемом радиусе вычисляют по эмпирическому соотношению:

$$\left(\frac{C_a}{C_{a\text{cp}}}\right)_j = \frac{\left(\frac{C_a}{C_{a\text{cp}}}\right)_{j-1} + 2\left(\frac{C_a}{C_{a\text{cp}}}\right)_j + \left(\frac{C_a}{C_{a\text{cp}}}\right)_{j+1}}{4}$$

Индекс j указывает номер рассматриваемого межвиткового зазора, а индексы $j-1$ и $j+1$ - номера предыдущего и последующего зазоров.

Затем по найденным осевым скоростям вычисляют расход воздуха через данное сечение k , если расход отличается от заданного, то корректируется значение $C_{a\text{cp}}$ (см. § 3.2 п.12).

При переходе от первого к третьему закону радиального распределения закрутки в ступени величины закрутки потока у ступицы $C_{1u\text{ст}}$ уменьшается, а у периферии увеличивается. При этом соответственно уменьшаются величины $\bar{\lambda}_{1n}$, $\bar{\lambda}_{2\text{ст}}$ и увеличиваются $\bar{\lambda}_{1\text{ст}}$ и $\bar{\lambda}_{2n}$.

Наиболее простым законом является первый. Однако, его применение к первой ступени с малым относительным диаметром ступицы часто приводит к недопустимым значениям $\bar{\lambda}_{1n}$ и $\bar{\lambda}_{2\text{ст}}$. В таких случаях ступень следует проектировать по закону "твердого тела", а если это не приводит к желаемому результату - по закону постоянства степени реактивности. Изменение закрутки на входе а также C_{1u} и C_{2a} в колесе схематично будет выглядеть так, как показано на рис. 3.2

Если же ни один из этих законов не удовлетворяет заданным требованиям, то задать произвольный закон, например, между I и 3 записав путем задания соответствующих значений коэффициентов A и B. Когда и в этом случае не получается требуемого результата, то нужно изменить один или несколько исходных параметров ступени, используемых при расчете по среднему радиусу - $\bar{d}_{\text{ст}}$, $\bar{m}_{\text{ст}}$, $C_{a\text{cp}}$, $C_{1u\text{ст}}$, H_2

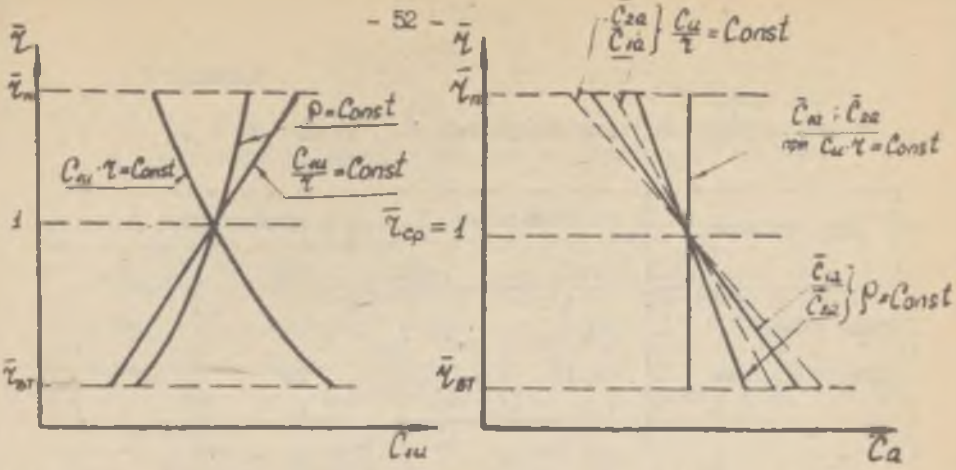


Рис.3.2. Радиальное изменение скоростей C_u и C_a при различных законах закрутки потока

Закон распределения закрутки по радиусу в последующих ступенях выбирается в таком порядке. Начиная со второй ступени, проверяют к какой из ступеней подходит закон постоянства циркуляции.

Определив такую ступень, все последующие ступени рассчитывают по этому закону. Для определения закона закрутки во всех предшествующих ступенях принимается плавное изменение коэффициента В при переходе от ступени к ступени, а коэффициент А находят по формуле

$$A = C_{изф} - B$$

При курсовом и дипломном проектировании осевого компрессора параметры обычно рассчитываются в трех сечениях - периферийном, среднем и втулочном, а для аэродинамически длинных лопаток (с малыми величинами d_{BT}) еще в двух равномерно расположенных сечениях. Обычно этого достаточно для построения графиков изменения параметров потока по радиусу (высоте лопатки).

Полученные скорости λ , а также углы β и α должны находиться в следующих пределах

Таблица 3.1

Допускаемые значения скоростей λ , углов β и d

Тип ступени	максимальные λ		минимальные β и d	
	λ_1	λ_2	β_1	d_2
дозвуковая	0,9	0,9	25°	25°
трансзвуковая	1,15	0,9	25°	25°

Предельные величины углов поворота потока во втулочном сечении Δd и $\Delta \beta$ определяются по графику для $\frac{b}{t} = 2,5$ на рис. 4.2, так как обычно не проектируют ступени с большими значениями густот решеток у втулки.

3.1.1. Пример расчета кинематических параметров на различных радиусах ступени при равномерном распределении шипора

Проведем в качестве примера выбор закона распределения закрутки по радиусу на входе в рабочее колесо для первой ступени заданного компрессора. Первоначально примем закон постоянства циркуляции $C_u \cdot r = Const$. Результаты расчета кинематических параметров представлены в табл. 3.2. Видно, что контролируемые параметры:

λ_1 - на периферии рабочего колеса λ_2 - на входе во втулочное сечение направляющего аппарата превышают допустимые значения.

Кроме того, во втулочном сечении получен отрицательный поворот потока ($\Delta \beta_{d1} = -17,2^\circ$) и соответственно потребуются турбулентная решетка профилей. С увеличением радиуса поворот становится положительным. Значит при каком-то значении радиуса поворот будет нулевой.

Таблица 3.2

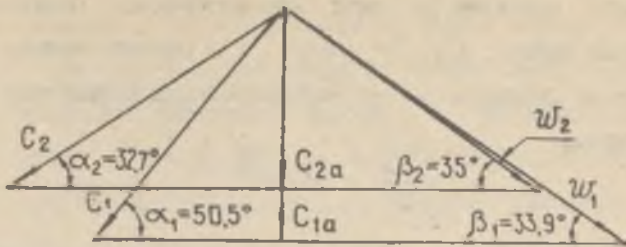
А. Параметры на входе в рабочее колесо первой ступени

№№ шп	Параметр, формула	$C_{1u} \chi = Const$			$C_{1u} / \chi = Const$		
		расчетный радиус			расчетный радиус		
		χ_{br}	χ_{cp}	χ_n	χ_{br}	χ_{cp}	χ_n
I	D_1	0,278	0,541	0,712	0,278	0,541	0,712
2	$\bar{r} = \frac{D}{D_{cp}}$	0,513	1,0	1,317	0,513	1,0	1,317
3	$C_{1u} (3.4, 3.7)$	179	91,8	69,7	47,1	91,8	121
4	$C_{1a_{cp}}$		185			185	
5	$C_{1a_{cp}} (3.5, 3.8)$	185	185	185	215,5	185	147,3
6	$u_1 = u_{exp} \cdot \bar{r}$	132,3	258	340	132,3	258	340
7	$tg \alpha_1 (2.4)$	1,035	2,01	2,56	4,58	2,01	1,215
8	d_1	46	63,5	68,7	77,7	63,5	50,5
9	$C_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1u}^2}$	257	208,5	197,7	221	206,5	190,7
10	$Q_{1exp} (2.6)$		310,5			310,5	
11	$\lambda_{c1} (2.5)$	0,827	0,666	0,637	0,713	0,666	0,615
12	$W_{1u} (2.8)$	-46,7	166,2	270,3	85,2	166,2	219
13	$tg \beta_1 (2.9)$	-3,97	1,113	0,685	2,53	1,113	0,672
14	β_1	-75,8	48	34,5	68,4	48	33,9
15	$T_1^* (2.10)$	273,1	297,5	321,9	290,5	297,5	304,6
16	$B_{1exp} (2.12)$	302	316	328	312	316	319
17	$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + W_{1u}^2}$	190,7	248,5	328	232	248,5	264
18	$\bar{\lambda}_1 (2.11)$	0,633	0,788	1,0	0,745	0,788	0,828

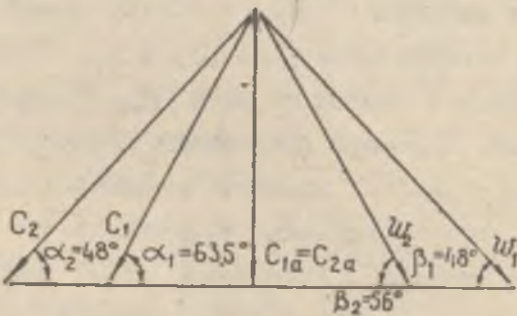
Б. Параметры на выходе из рабочего колеса первой ступени

№ п/п	Параметр, формула	$C_{2u} \cdot r = Const$			$C_{2u} / r = Const$		
		расчетный радиус			расчетный радиус		
		r_{67}	r_{cp}	r_n	r_{67}	r_{cp}	r_n
19	D_2	0,332	0,553	0,712	0,332	0,553	0,712
20	\bar{r}_2	0,6	1,0	1,29	0,6	1,0	1,29
21	$C_{2u} (2.14)$	270,7	162,5	125,9	159,3	162,5	177,2
22	$C_{2a\text{cp}}$		185			185	
23	$C_{2a} (3.6, 3.9)$	185	185	185	242,7	180	113,7
24	$u_2 = u_{2cp} \cdot \bar{r}_2$	158	263,5	340	158	263,5	340
25	$tg \alpha_2 (2.18)$	0,685	1,14	1,47	1,52	1,14	0,642
26	d_2	34,4	43,8	55,8	56,7	48,0	32,7
27	$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2}$	327	246	224	290	243	211
28	$a_{2cp} (2.20)$		322			322	
29	$\lambda_{c2} (2.19)$	1,017	0,763	0,695	0,9	0,755	0,655
30	$W_{2u} (2.16)$	-112,7	101	214,1	-1,3	101	162,8
31	$tg \beta_2 (2.17)$	-1,64	1,833	0,864	-187	1,786	0,7
32	β_2	-58,6	61,3	40,8	90	56	35
33	$\Delta \beta (2.21)$	-17,2	13,3	6,3	21,5	8	1,1

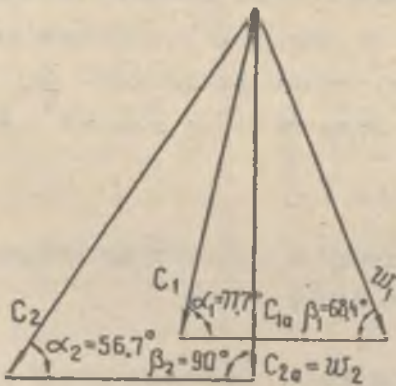
ПЕРИФЕРИЯ



СРЕДНИЙ РАДИУС



ВТУЛКА



МАСШТАБ

$\frac{100}{c}$

Рис. 33 Треугольники скоростей ступени на различных радиусах ($C_u/\chi = \text{const}$)

т.е. потребуется решетка из изогнутых профилей. Рабочая лопасть с таким профилем не будет виброустойчивой. Следовательно, в данном случае закон $C_{11} \cdot \gamma = Const$ для первой ступени неприемлем.

Поэтому проведем расчет кинематических параметров с законом закрутки

$$\frac{C_{11}}{\gamma} = Const$$

Результаты расчета приведены также в табл.3.2. Здесь получены величины $\lambda_1 = 0,828$ и $\lambda_{2Br} = 0,9$, что меньше или равно допустимым значениям $\lambda_{доп} = 0,9$. Не выходят за допустимые пределы и значения углов β_1 , d_2 и $\Delta\beta$. Следовательно, расчет первой ступени с законом закрутки $C_{11}/\gamma = Const$ можно считать завершённым. Полученные треугольники скоростей для трех сечений приводятся на рис.3.3. Параметр ступени можно было бы несколько улучшить, так как коэффициент скорости λ_{2Br} имеет предельно допустимое значение, а по величине $\bar{\lambda}_{1п}$ имеется запас. Снижая величину λ_{2Br} , за счет увеличения $\bar{\lambda}_{1п}$, тем самым обеспечиваем работу ступени с более высоким КПД. Это можно было бы сделать путем изменения закона распределения предварительной закрутки C_{11} в сторону ее уменьшения во втулочном сечении, но более эффективно увеличить степень реактивности P_x на среднем радиусе, учитывая, что углы доборота потока в колесах $\Delta\beta$ получились не очень большими.

3.2. Расчет ступени с неравномерным вихорем по широте лопатки

При высоких значениях окружных скоростей и напоров в ступенях с малыми относительными диаметрами втулки ($\bar{d} = 0,3 \dots 0,4$) радиальный градиент статического давления может увеличиться на-

столько, что в периферийной решетке осевая скорость будет значительно уменьшаться от входа к выходу, а во втулочной решетке - увеличиваться настолько, что потребуются турбинная решетка профилей. Течение с торможением осевой скорости нежелательно из-за повышенной диффузорности решеток и связанных с этим малыми к.п.д. и запасами по срыву. С другой стороны, в турбинных решетках нельзя получить требуемый напор. Кроме того, значительное изменение изгиба решеток с переходом через дуговой изгиб уменьшает жесткость лопаток в этом сечении и их вибропрочность.

Для получения оптимального сочетания решеток профилей по всей высоте лопатки нужно увеличивать работу, подводимую к воздуху в периферийных решетках. При этом полное давление за колесом будет на периферии увеличиваться и это приведет к увеличению осевой скорости. Ступень пропускает определенный расход воздуха и поэтому осевые скорости во втулочных сечениях должны уменьшаться. Значит неравномерный напор должен благоприятно сказываться на работе всей лопатки. Однако, радиальная неравномерность полных давлений при превышении определенных значений ухудшает работу последующих ступеней компрессора.

Требования оптимального согласования кинематических параметров вдоль лопатки и ее геометрической формы хорошо согласуются с конструктивным требованием к лопаткам ступеней вентилятора ТРД, у которых целесообразно для уменьшения масс и числа ступеней увеличивать напорность и степень повышения давления периферийной части ступени, работающей на наружный контур. Величина напора у втулки ограничивается максимально-допустимым изгибом профиля рабочего колеса и максимально-допустимой скоростью λ_2 на входе в направляющий аппарат.

Средний радиус такой ступени (на входе и выходе из лопаток

работного колеса) следует определять по формулам:

$$\gamma_{1cp} = \sqrt{\gamma_{1от}^2 + \frac{F_1}{2A}}; \quad \gamma_{2cp} = \sqrt{\gamma_{2от}^2 + \frac{F_2}{2A}}$$

Расчетные сечения по высоте лопатки рекомендуется определять, исходя из равенства площадей ΔF между ними;

$$\Delta F_1 = \frac{F_1}{n-1}; \quad \Delta F_2 = \frac{F_2}{n-1}$$

где n - число расчетных сечений.

Отсчет сечений целесообразно вести от среднего радиуса, присвоив ему индекс m , вверх от γ_{cp} обозначать сечения индексом $m+1, m+2, \dots, m+k$, а вниз - $m-1, m-2, \dots, m-k$. Радиусы расчетных сечений определяются по формулам

$$\gamma_{m+k} = \sqrt{\gamma_{cp}^2 + \frac{k \cdot \Delta F_1}{A}} \quad (3.10)$$

где k - порядковый номер сечения.

Если кинематические параметры рассчитываются с учетом кривизны проточной части, а затем и линий тока, то радиусы кривизны наружной и внутренней поверхности проточной части следует определять используя схему меридионального профиля ступени (рис. 3.4) по формулам (3.11):

для сечения 1 (на входе в РК)

$$\frac{1}{R_{1от}(n)} = \frac{2 \cdot 4}{S_{вн} + S_{рк} + \Delta_{15}} \left(\frac{\gamma_{рк\ от}(n) - \gamma_{1от}(n)}{S_{рк} + \frac{\Delta_{15}}{2}} - \frac{\gamma_{1от}(n) - \gamma_{вн\ от}(n)}{S_{вн} + \frac{\Delta_{15}}{2}} \right)$$

для сечения 2 (на выходе из РК)

$$\frac{1}{R_{2от}(n)} = \frac{2 \cdot 4}{S_{рк} + S_{вн} + \Delta_{25}} \left(\frac{\gamma_{вн\ от}(n) - \gamma_{2от}(n)}{S_{вн} + \frac{\Delta_{25}}{2}} - \frac{\gamma_{2от}(n) - \gamma_{рк\ от}(n)}{S_{рк} + \frac{\Delta_{25}}{2}} \right) \quad (3.11)$$

где $r_{вн}$, $r_{рк}$, $r_{на}$ - радиусы втулочного (периферийного) сечения проточной части в срединных венцах ВНА, РК, НА, соответственно.

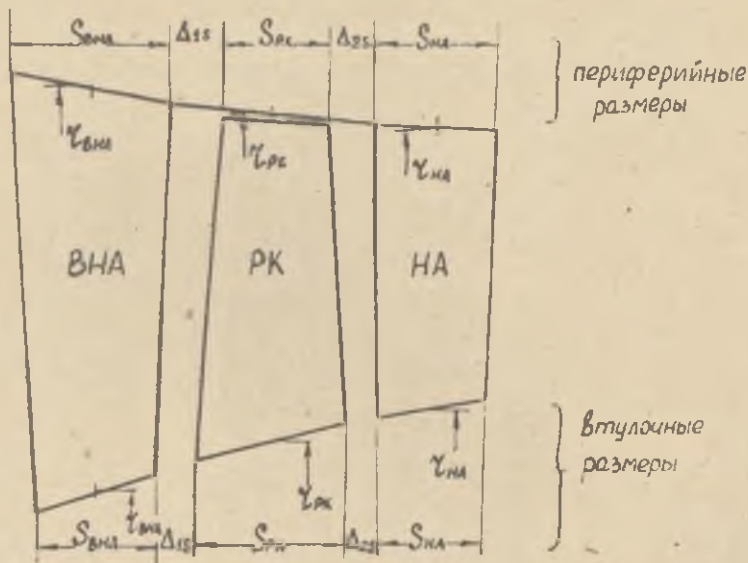


Рис. 3.4. Схема проточной части ступени

3.2.1. Методика расчета кинематических параметров ступени на различных радиусах при неравномерном напоре по высоте лопатки

- I. Примыжем распределение по высоте лопатки напора и к.п.д. в соответствии с рис.2.2 и рис.2.3. Для каждого сечения лопатки вычисляются значения

$$\bar{l}_i = \frac{\gamma_i - \gamma_{ст}}{\gamma_n - \gamma_{ст}} = \frac{\bar{\gamma}_i - \bar{\alpha}_{ст}}{1 - \bar{\alpha}_{ст}}$$

(3.12)

где $\bar{\gamma}_i = \frac{\gamma_i}{\gamma_n} = \frac{D_i}{D_n}$

Пользуясь рис. 2.2 и 2.3 и задаваясь величиной $\bar{\alpha}_{ст}$, определяют для каждого сечения величины \bar{H}_z и $\bar{\gamma}_k$ и вычисляют абсолютные значения затраченного напора и КПД

$$H_{zi} = H_{зср} \cdot \bar{H}_{zi} \quad (3.13)$$

$$\eta_{ki} = \eta_{ст} \cdot \bar{\eta}_k \quad (3.14)$$

2. Вычисляют величину напора на различных радиусах в случае изотропического сжатия

$$H_i = H_{zi} \cdot \eta_{ki} \quad (3.15)$$

3. Определяют степень повышения полного давления в ступени

$$\pi_{ki} = \left(1 + \frac{H_i}{\frac{\gamma}{\kappa-1} R T_i^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \frac{\pi(T_{ssl}^*)}{\pi(T_i^*)} \quad (3.16)$$

где $\pi(T_{ssl}^*)$ определяют по величине энтальпии

$$i_{ssl}^* = i_i^* + H_i \quad (3.17)$$

а $\pi(T_i^*)$ - по величине температуры T_i^*

4. Находят величину давлений на различных радиусах ступени

$$P_{zi}^* = P_i^* \pi_{ki} \cdot \sigma_{внл} \quad (3.18)$$

$$P_{zi}^* = \frac{P_i^*}{\sigma_{внл}} = P_i^* \pi_k \cdot \frac{\sigma_{внл}}{\sigma_{внл}}$$

5. Определяют температуру воздуха на различных радиусах ступени:

$$T_2^* = T_3^* \quad - \text{ по величине энтальпии}$$

$$i_3^* = i_2^* + H_{\alpha i} \quad (3.19)$$

6. Вычисляют величины теоретического напора

$$H_{Ti} = \frac{H_{\alpha i}}{K_{\alpha i}} \quad (3.20)$$

Величины $K_{\alpha i}$ при этом принимаются по рекомендациям § 2.1 для дозвуковых или сверхзвуковых ступеней.

7. При наличии ВНА выбирается закон изменения закрутки $C_{\alpha u} = f(\alpha)$ на входе в рабочее колесо (без ВНА $C_{\alpha u} = 0$)

- а) Если расчет выполняется без учета кривизны линий тока, то этот закон можно задать аналитически и расчет поля осевых скоростей на входе в ступень производится по формулам § 3.1.
- б) Если в расчете учитываются кривизны линий тока, то закон закрутки можно задать графически, например, в виде линейной зависимости. В этом случае поля осевых скоростей на входе и выходе определяются с использованием уравнения радиального равновесия:

$$\frac{dp}{d\alpha} = \rho \left(\frac{C_{\alpha}^2}{r} - \frac{C_{\alpha}^2}{R} \right)$$

8. Закрутка потока на выходе из колеса

$$C_{2u} = \frac{u_1}{u_2} C_{1u} + \frac{Hr \cdot 10^5}{u_2} \quad (3.21)$$

9. Решаются уравнения радиального равновесия. Для этого определяют статические давления на среднем радиусе

$$P_{1cp} = P_1^* F(\lambda_1); \quad P_{2cp} = P_2^* F(\lambda_2) \quad (3.22)$$

где $\mathcal{K}(\lambda)$ - газодинамическая функция [1];

и вычисляется градиент статического давления на участках между m , $m+1$, а также m , $m-1$. Например:

$$\Delta P_i = \rho_i \left(\frac{C_u^2}{2} - \frac{C_a^2}{R} \right)_i \cdot \Delta \gamma_i \quad (3.23)$$

(в случае выходного сечения индекс i заменяется на 2),

где

$$\Delta \gamma_{m+1} = \gamma_{m+1} - \gamma_m$$

$$\Delta \gamma_{m-1} = \gamma_{m-1} - \gamma_m$$

$$\rho = \rho^* \cdot \varepsilon(\lambda) \quad (3.24)$$

$$\rho_i^* = \frac{\rho_i^* \cdot 10^3}{R \cdot T_i^*} \quad (3.25)$$

$\varepsilon(\lambda)$ - ГДФ [1]

Затем вычисляются параметры на $m+1$ и $m-1$ радиусах:

9.1. Статическое давление

$$P_i = P_{cp} + \Delta P_i \quad (3.26)$$

9.2. Приведенная скорость λ_i - по величине ГДФ $\mathcal{K}(\lambda)$

$$\mathcal{K}(\lambda) = \frac{P}{\rho^*} \quad (3.27)$$

9.3. Абсолютные скорости C_1 и C_2

$$C = \lambda \cdot a_{кр} \quad (3.28)$$

9.4. Угол d_1 и d_2

$$\cos d = \frac{C_u}{C}$$

9.5. Осевые составляющие абсолютной скорости C_1 и C_2

$$C_a = \sqrt{C^2 - C_u^2} \quad (3.29)$$

Затем аналогичным образом повторяет расчет для сечений $m+2$, $m-2$ и т.д.

10. Расход воздуха.

Его величина вычисляется в сечениях I и 2 по следующим формулам:

а) на входе в колесо

$$G_{в1} = \Delta F \sum_{i=1}^k \frac{(C_{1a} \cdot \rho_1)_{i-1} + (C_{1a} \cdot \rho_1)_{i+1}}{2} \quad (3.30)$$

б) на выходе из колеса

$$G_{в2} = \Delta F \sum_{i=1}^k \frac{(C_{2a} \cdot \rho_2)_i + (C_{2a} \cdot \rho_2)_{i+1}}{2}$$

Допускается несоответствие полученных расходов воздуха с заданным до 3%. При расхождении на 3-6% необходимо изменить соответствующую проточной части площадь. При большем расхождении изменяют скорости

$C_{1a ср}$ и $C_{2a ср}$ на среднем радиусе и повторяют весь расчет.

11. После согласования расчетного и заданного расходов воздуха вычисляются величины W_{1u} , β_1 , T_1^* , λ_1 , W_{2u} , β_2 и $\Delta\beta$ и др. по методике, изложенной в п.п. 7-18 § 2.2.

Затем строятся треугольники скоростей в расчетных сечениях и профилируются лопаточные венцы. Для контроля расчета рекомендуется построить графики зависимостей основных параметров (λ_1 , β_1 , β_2 , λ_2 , α_1 , C_{1a} , C_{2a}) от радиуса. Через расчетные точки должны проходить плавные кривые. Выпадение точек с графика свидетельствует о наличии ошибок в расчете.

3.2.2. Пример расчета кинематических параметров на различных радиусах ступени при неравномерном распределении напора

Проведем расчет кинематических параметров I ступени заданного компрессора для случая неравномерного напора по высоте лопатки.

Подробный анализ предыдущего кинематического расчета этой ступени с равномерным напором при законе $C_{1u}/r = \text{const}$ (см. табл. 3.2) выявил следующие неблагоприятные параметры течения на входе и выходе из РК. Осевая скорость на входе C_{1a} значительно снижается от втулки к периферии с 215,5 до 147,3 м/с, что требует перестройки потока с возникновением нежелательного диффузорного течения в периферийных струйках тока в ВНА перед рабочим колесом. Соответственно изменится кризисная линия тока. На выходе из колеса имеется также значительная радиальная неравномерность осевых скоростей C_{2a} , они изменяются с 242,7 м/с на втулке до 113,7 м/с в периферийном сечении. Существенно и то, что в периферийных струйках тока, проходящих через рабочее колесо, осевая скорость снижается с 147,3 м/с на входе до 113,7 м/с на выходе. Это снижение приводит к значительной диффузорности струек с возможным отрывом потока от трактовых или лопаточных поверхностей. Поэтому желательно увеличить скорость C_{2a} на периферии. Это можно обеспечить, выходящая рабочая колесо с повышенным давлением на периферии, т.е. путем неравномерного распределения напора по высоте лопатки.

Рассчитываем на основе данных таблицы 1.6 четыре струйки тока с равными площадями:

$$\Delta F_1 = \frac{F_{1к}}{4} = \frac{0,337}{4} = 0,0843 \text{ м}^2$$

$$\Delta F_2 = \frac{F_{2x}}{4} = \frac{0,314}{4} = 0,0785 \text{ м}^2$$

Ограничивающие их диаметры, рассчитываются по уравнению (3.10) (см. табл. 3.3). Закрутку на входе задаем, как в табл. 3.2, в виде линейной зависимости от радиуса ($C_u/r = \text{const}$), уменьшая ее величину, в соответствии с выводами по расчету, на среднем радиусе при равномерном напоре (см. рис. 3.4).

При этом учитываем кривизну проточной части. Периферийный диаметр у всех элементов первой ступени одинаковый (см. рис. I.2). Поэтому для входа и выхода из РК имеем

$$\frac{1}{R_{1n}} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{1}{R_{2n}} = 0$$

Кривизна втулочной поверхности проточной части равняется (3.11):

$$\frac{1}{R_{1вт}} = \frac{8}{10^{-2}(47+61+15)} \left(\frac{152,5-139}{61+7,5} - \frac{139-127}{47+7,5} \right) = -1,54 \text{ м}^{-1}$$

$$\frac{1}{R_{2вт}} = \frac{8}{10^{-2}(61+0,85 \cdot 61+15)} \left(\frac{177-166}{0,85 \cdot 61+7,5} - \frac{166-152,5}{61+7,5} \right) = -0,638 \text{ м}^{-1}$$

Принимаемое в расчете влияние кривизны трактовых поверхностей на линии тока в рассматриваемой ступени показано на рис. 3.5.

Результаты расчета полей осевых скоростей на входе и выходе из РК приведены в табл. 3.3, а кинематических параметров в табл. 3.4 (принято: $\zeta_{\text{внв}} = 0,99$, $\zeta_{\text{вн}} = 0,982$). При проверке расхода воздуха оказалось, что расчетный расход превышает заданный на 2,9% (см. табл. 3.3). Для уменьшения G_0 нужно уменьшить проходное сечение проточной части путем уточнения величины периферийного диаметра. В результате получаем следующие уточненные значения:

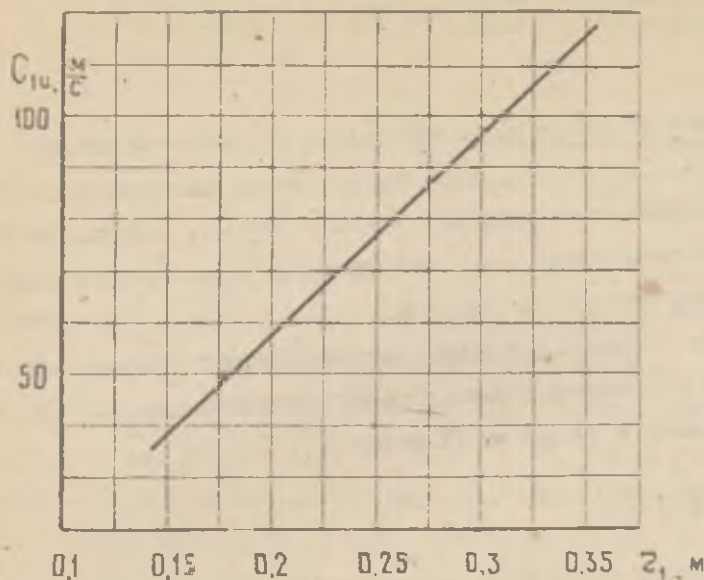


Рис 3.4 РАДИАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКРУТКИ НА ВХОДЕ В КОЛЕСО

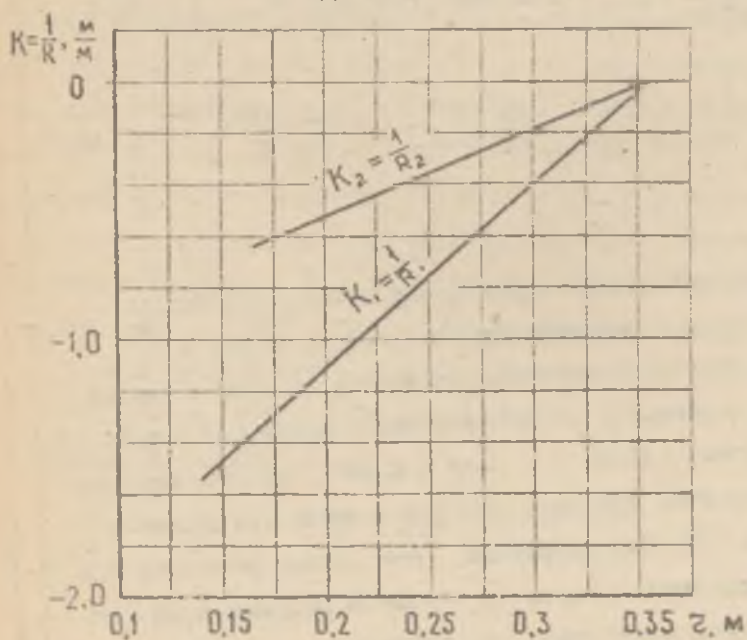


Рис 3.5 ПРИНИМАЕМОЕ В РАСЧЕТЕ ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ ТРАКТА НА ВХОДЕ И ВЫХОДЕ ИЗ Р.К.

Таблица 3.3

Расчет поля осевых скоростей и расхода через ступень

№ пп	Параметр, формула	Номер линии тока				
		1	2	3	4	5
1	D_1 (3.10)	0,712	0,631	0,541	0,43	0,278
2	D_2 (3.10)	0,712	0,640	0,553	0,437	0,332
3	\bar{v}_1 (3.12)	1,0	0,886	0,761	0,604	0,39
4	\bar{h}_r (3.12)	1,0	0,813	0,607	0,351	0
5	H_r (рис.2.2)	1,18	1,1	1,0	0,91	0,84
6	$\bar{\eta}_k$ (рис.2.3)	0,88	1,0	1,0	1,0	0,98
7	H_{zi} (3.13)	22,53	21,02	19,09	17,38	16,04
8	η_{ki} (3.14)	0,766	0,87	0,87	0,87	0,783
9	H_{2si} (3.15)	17,25	18,3	16,62	15,12	13,94
10	i_{33}^* (3.17)	305,53	306,57	304,9	303,39	302,22
11	$\mathcal{K}(T_{35}^*)$	1,462	1,478	1,451	1,425	1,407
12	\mathcal{K}_{ki} (3.16)	1,222	1,235	1,213	1,191	1,176
13	i_3^* (3.19)	310,8	309,29	307,37	305,65	304,31
14	ρ_2^* (3.18)	124,73	126,06	123,8	121,57	120,04
15	$T_2^* = T_3^*$	310,4	308,9	307	305,3	304
16	H_2 (3.20)	22,53	21,02	19,09	17,38	16,04
17	α_1	0,356	0,3155	0,271	0,215	0,139
18	$\delta \alpha_1$	0,0405	0,0345	0	-0,056	-0,034
19	$u_1 = u_{1cp} \frac{D_1}{D_{1cp}}$	340	300	258	205	132,3
20	C_{1u} (рис.3.3)	117,5	101,8	85	63,7	35
21	C_{1a} (3.29)	132,3	167,2	185	206	236
22	C_1 (3.28)	177	196	203,5	216	239
23	T_1^*			288		
24	ρ_1^*			101,25		
25	Q_{1cp} (2.6)			310,5		

№ пп	Параметр, формула	Номер линии тока				
		1	2	3	4	5
26	λ_1	0,57	0,63	0,655	0,696	0,771
27	$\mathcal{K}(\lambda_1)$ (3.21)	0,823	0,787	0,7713	0,745	0,694
28	P_1 (3.22 и 3.26)	81,36	79,64	78	75,37	70,22
29	$\mathcal{E}(\lambda_1)$	0,87	0,842	0,831	0,81	0,77
30	ρ_1^* (3.25)			1,223		
31	ρ_1 (3.24)	1,064	1,03	1,016	0,99	0,941
32	$\frac{1}{R_1}$ (рис. 3.4)	0	-0,28	-0,61	-1,01	-1,54
33	ΔP_1 (3.23)	1,72	1,64	0	-2,67	-5,15
34	γ_2	0,356	0,320	0,2765	0,2285	0,166
35	$\Delta \gamma_2$	0,036	0,0435	0	-0,048	-0,0625
36	$U_2 = U_{2cp} \frac{D_2}{D_{2cp}}$	340	304	264	219	158
37	C_{2u} (3.21)	183,9	169,5	155,3	139	130,8
38	C_{2a} (3.29)	98,4	151,1	180	207,9	238
39	C_2 (3.28)	208,6	227	237,7	250,1	271,6
40	Q_{2cp} (2.6)	322,4	321,6	320,6	319,8	319,1
41	λ_2	0,647	0,706	0,741	0,782	0,851
42	$\mathcal{K}(\lambda_2)$ (3.21)	0,776	0,738	0,714	0,685	0,637
43	P_2 (3.22 и 3.26)	96,87	93,01	88,4	83,32	76,49
44	$\mathcal{E}(\lambda_2)$	0,835	0,805	0,786	0,764	0,724
45	ρ_2^* (3.25)	1,4	1,421	1,404	1,387	1,375
46	ρ_2 (3.24)	1,169	1,144	1,104	1,06	0,996
47	$\frac{1}{R_2}$ (рис. 3.4)	0	-0,12	-0,27	-0,43	-0,638
48	ΔP_2 (3.23)	3,86	4,61	0	-5,08	-6,83
49	ΔG_{01} (3.30)	13,3	15,3	16,65	18,22	
50	G_{02}			63,47		
51	$G_{0 \text{ рас.}}$			61,7		
52	δG_0			2,9%		

Расчет кинематических параметров по радиусу ступени

№ пп	Параметр, формула	Номер линий тока				
		1	2	3	4	5
1	γ_1	0,356	0,3155	0,271	0,215	0,139
2	u_1	340	300	258	205	132,3
3	C_{1u}	117,5	101,8	85	63,7	35
4	C_{1a}	132,3	167,2	185	206	236
5	$W_{1u} (2.8)$	222,5	198,2	173	141,3	97,3
6	$tg d_1 (2.4)$	1,126	1,64	2,18	3,23	6,75
7	$tg \beta_1 (2.9)$	0,595	0,843	1,07	1,46	2,42
8	d_1	48,4	58,6	65,4	72,8	81,6
9	β_1	30,7	40,1	46,9	55,6	67,5
10	$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + W_{1u}^2}$	259	259	253	249	246
11	T_1^*			288,15		
12	$T_1^* (2.10)$	305,8	302,4	299,3	295,9	292,1
13	$\beta_{1xp} (2.12)$	320	319	317	315	313
14	$\bar{\lambda}_1 (2.11)$	0,809	0,812	0,798	0,782	0,787
15	γ_2	0,3565	0,320	0,2765	0,285	0,166
16	u_2	340	304	264	219	158
17	C_{2u}	183,9	169,5	155,3	139,0	130,8
18	C_{2a}	98,4	151,5	180	207,9	238
19	$W_{2u} (2.16)$	156,1	134,5	108,7	80	27,2
20	$tg d_2 (2.18)$	0,535	0,894	1,15	1,496	1,82
21	$tg \beta_2 (2.17)$	0,63	1,126	1,156	2,599	8,75
22	d_2	28,15	41,8	47,2	55,2	61,2
23	β_2	32,2	48,4	53,9	69,0	83,4
24	$\Delta \beta_2 (2.21)$	1,5	8,3	12,0	13,4	15,9
25	$W_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + W_{2u}^2}$	184,5	202,5	210,2	222,8	239,5

$$F_{ik}^i = 0,337 (1 - 0,029) = 0,3272 \text{ м}^2$$

$$D_{ik}^i = \sqrt{0,278^2 + \frac{4 \cdot 0,3272}{3,14}} = 0,703 \text{ м}$$

Различие расчетного ($D_{ik} = 0,712 \text{ м}$) и уточненного ($D_{ik}^i = 0,703$) диаметров невелико ($\sim 1,2\%$), поэтому повторение кинематического расчета не требуется.

Сравнение результатов расчета кинематических параметров с равномерным напором (табл. 3.2) и с неравномерным напором (табл. 3.4) показало, что в последнем случае более благоприятное распределение скоростей $\bar{\lambda}_1$ и $\bar{\lambda}_2$. Также более предпочтительны стало и распределения углов поворота потока $\Delta\beta$.

Кроме того, важной характеристикой является густота решетки, т.е. отношение хорды к шагу: b/t

Расчетные сечения, в частности, периферийное, среднее, втулочное, в которых определены кинематические параметры, в общем случае не являются цилиндрическими. Геометрические параметры венцов удобнее рассчитывать в цилиндрических сечениях, построенных по расчетным диаметрам на выходе из венца. Для этого углы входа в венец строятся в зависимости от диаметра по результатам кинематического расчета ступени: $\beta_1 = f(D)$ или $\alpha_2 = f(D)$ (см. рис. 4.3). По этим графикам для заданных диаметров определяются углы β_1 или α_2 .

2. Геометрические параметры венцов рассчитываются с помощью графиков, полученных в результате продувок плоских решеток. Так, например, потребную густоту решеток b/t венцов можно определить по экспериментальным данным, приведенным на рис. 4.2.

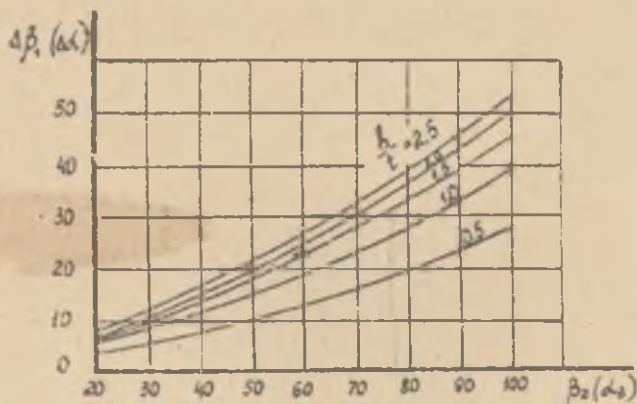


Рис. 4.2. Зависимость угла поворота потока от густоты решетки и угла потока на выходе (по продувке плоских решеток)

Для трех сечений дозвукового лопаточного венца - периферийного, среднего и втулочного по значениям углов поворота потока $\Delta\beta$ или $\Delta\alpha$ и углов выхода потока β_2 или α_2 по этому уравнению находятся требуемые густоты.

В целях обеспечения большего запаса по срыву у венцов I и 2 ступеней, по сравнению с остальными ступенями, значения требуемой густоты, определенной по рис. 4.2, следует увеличить: в I ступени на 20%, во 2 ступени на 10%. Для решеток рабочих колес с трансзвуковыми скоростями на входе требуемые густоты принимаются на 25...30% большими, чем при дозвуковых скоростях потока.

Далее определяются густоты периферийной и втулочной решеток из условия одинаковой хорды по высоте лопатки:

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{n(sr)} = \left(\frac{b}{t}\right)_{kr} \frac{1}{t_{n(sr)}} \quad (4.1)$$

Густоты, полученные по этому соотношению, сравниваются с требуемыми для периферийного и втулочного сечений.

Если в одном из них густота оказывается меньше требуемой, то оценивает коэффициент

$$K_c = \frac{(b/t)_{пер.}}{b/t}$$

При значениях $K_c \leq 1,5$ ранее вычисленные значения густот множат на этот коэффициент, так как в определенных пределах допускается превышение требуемых густот ради простоты изготовления лопаток. Если же значения $K_c > 1,5$, то лопатки выполняются с переменной по радиусу (обычно по линейной зависимости) хордой. Допускается из условий прочности увеличение хорды от втулки к периферии рабочих лопаток (так называемая парусность лопаток) не более чем на 25...30%, а в направляющих аппаратах - не более 35...40%.

3. Углы атаки на входе в решетки рабочих колес и направляющих аппаратов выбираются из условия получения максимального к.п.д. на проектном режиме с обеспечением благоприятного протекания характеристик компрессора на приведенных частотах вращения, меньших чем расчетные.

Для этого следует иметь:

$$\text{в первой ступени } i = 0 \dots -2^\circ$$

$$\text{в средней } i = 0^\circ$$

$$\text{в последней ступени } i = 2 \dots 4^\circ$$

В остальных ступенях угол атаки плавно изменяется между выбранными значениями.

В рабочих колесах с трансзвуковой и сверхзвуковой профилировкой решеток $i = 0 \dots 2^\circ$

По высоте лопатки угол атаки обычно изменяется слабо

4. Угол изгиба профиля в решетке вычисляется по формуле:

$$\theta = \frac{\Delta\beta - i}{1 - (0,41 - 0,2 \frac{\beta_2}{100}) \sqrt{\frac{t}{\delta}}} \quad (4.2)$$

При профилировании направляющего аппарата вместо $\Delta\beta$ подставляется $\Delta\alpha$, а вместо угла β_2 угол α_2 .

Углы изгиба профилей ВНА определяются по формуле:

$$\theta = \frac{90 - \alpha_1}{1 - 0,125 \left(\frac{t}{\delta}\right)^2}$$

Для ВНА принимается угол атаки $i = 0$, поэтому $\alpha_0 = \alpha_{2n} = 90^\circ$.

Решетки ВНА в отличие от других компрессорных решеток являются кондузными, и формула углов отставания потока, полученная по результатам продувок этих решеток имеет здесь

иное выражение: $\delta = 0,123 \cdot \theta \left(\frac{t}{b}\right)^2$

При отрицательной закрутке потока перед первым рабочим колесом $C_{\text{ш}} < 0$ (против вращения) угол $d_1 > 90^\circ$ и величины углов θ и δ также отрицательны. Такое правило знаков является условным приемом, удобным при расчете.

Густоты решеток ВНА должны быть:

в периферийном сечении $\left(\frac{b}{t}\right)_n \geq 0,8$

во втулочном $\left(\frac{b}{t}\right)_{\text{вт.}} \leq 2,0$

Такое сочетание густот поддерживается за счет различной хорды

5. Угол установки профиля, т.е. угол между хордой профиля и фронтом решетки определяется по соотношениям:

$$\begin{aligned} \text{для РК} \quad \gamma &= \beta_1 + i + \frac{\theta}{2} \\ \text{для НА} \quad \gamma &= d_2 + i + \frac{\theta}{2} \\ \text{для ВНА} \quad \gamma &= 90 + \frac{\theta}{2} \end{aligned} \quad (4.3)$$

6. Хорды профилей первоначально находится для втулочного, а затем уже для остальных сечений, поскольку при проектировании тракта исходные величины ширины венцов задавались у втулки.

Хорда вычисляется по соотношению:

$$b_{\text{вт.}} = \frac{S_{\text{вт.}}}{\sin \gamma_{\text{вт.}}} \quad (4.4)$$

где $S_{\text{вт.}}$ - ширина венца у втулки.

ШАГ решетки

$$t_{\text{вт.}} = b_{\text{вт.}} \left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт.}} \quad (4.5)$$

Число лопаток

$$Z_A' = \frac{d_t \cdot D_{\text{вт.}}}{t_{\text{вт.}}} \quad (4.6)$$

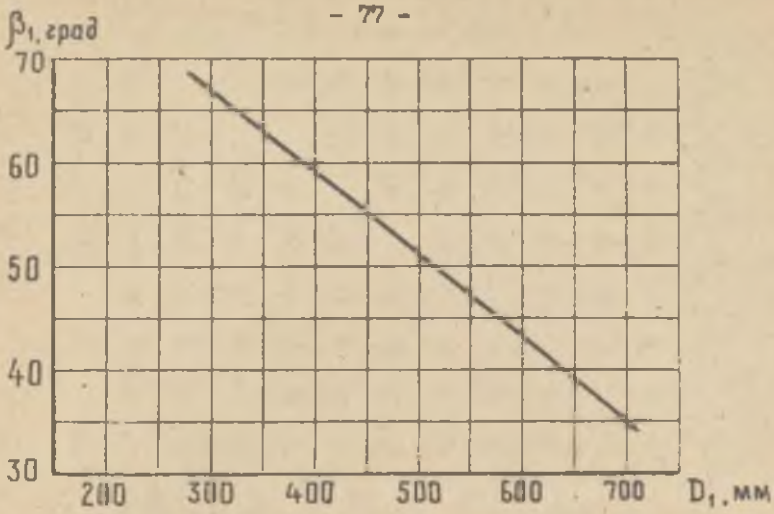


Рис 43. Зависимость углов потока на входе в рк (β_1) от диаметра

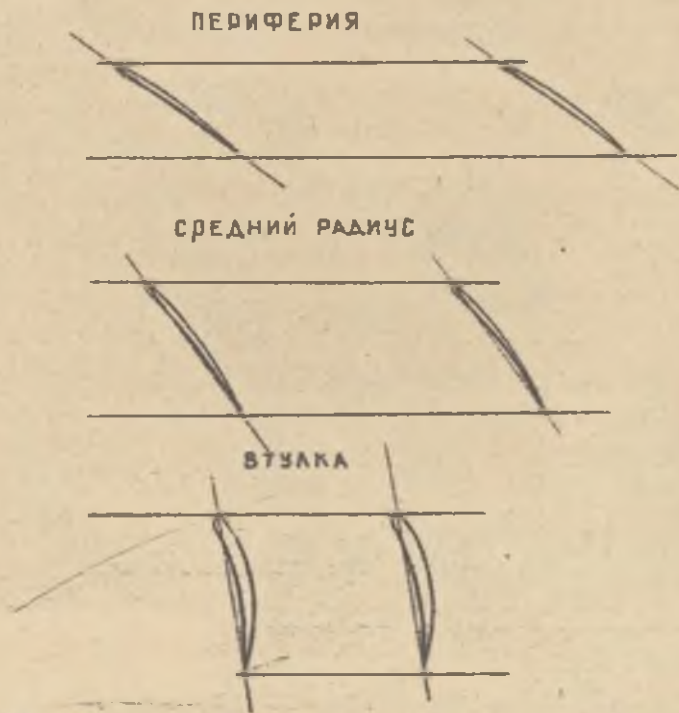


Рис 44. Рассчитанные решетки профилей

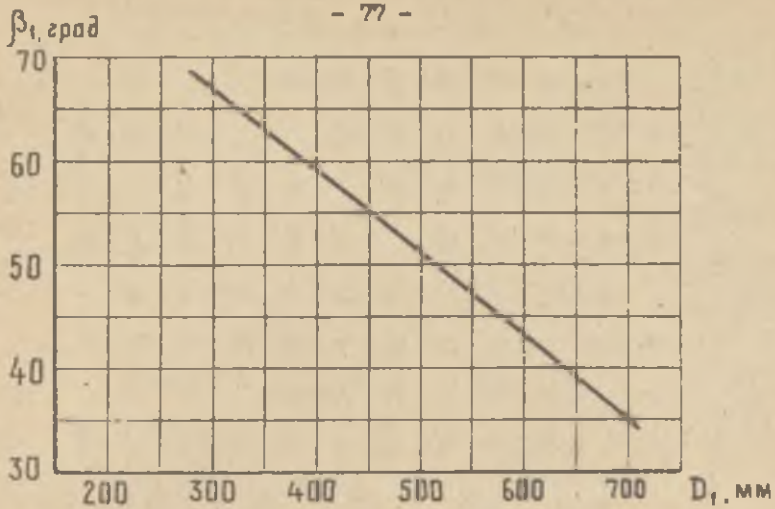


Рис. 4.3. Зависимость углов потока на входе в рк (β_1) от диаметра

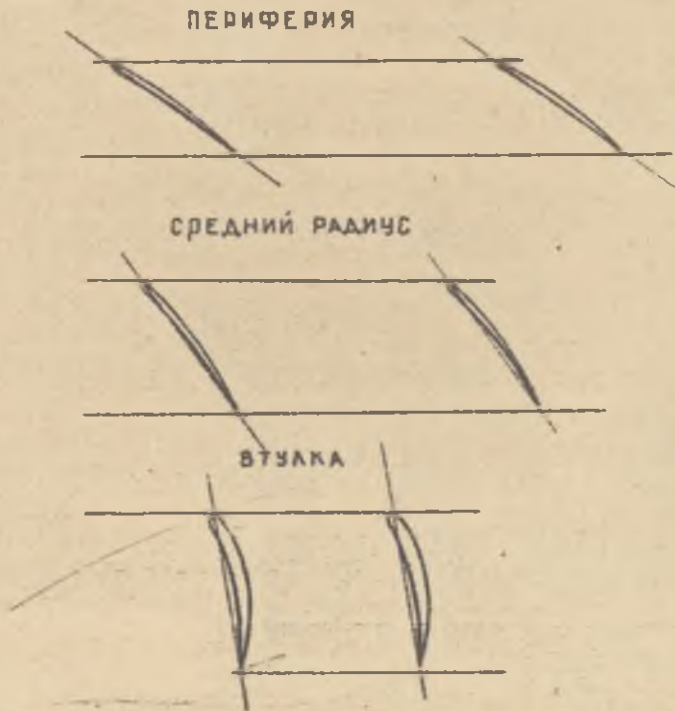


Рис. 4.4. Рассчитанные решетки профилей

Геометрические параметры лопаточного венца РЛ I ступени

№ п/п	Параметр	контрольное сечение		
		втулка	ср. радиус	периферия
1	$D_1 = D_2$	0,332	0,553	0,712
2	B_1 (рис. 4.3)	64,5	47	33,9
3	B_2	30	56	35
4	$\Delta\beta$	25,5	9	1,1
5	B/t (рис. 4.2)	0,6	0,45	0,2
6	$(B/t)_{\text{нотр.}}$	0,72	0,54	0,24
7	$(B/t)_{B=\text{const}}$ (4.1)	0,9	0,54	0,42
8	i	-1	-1	-1
9	Θ (4.2)	35	16,8	4,2
10	χ (4.3)	81	54,4	35,1
11	S_{Bt}	0,061	-	-
12	B_{Bt} (4.4)	0,0618	-	-
13	L_{Bt} (4.5)	0,0667	-	-
14	Z'_A (4.6)	15,1		
15	Z_A	15	15	15
16	b (4.7)	62,5	62,5	62,5

округляется до целого значения (Z_A), а в направляющих аппаратах с продольным разъемом до целого четного значения, после чего в обратном порядке уточняются величины $t_{от}$ и $v_{от} = v_{от} \cdot \frac{Z_A}{Z_A}$ (4.7)

Если густоты определялись при одинаковой по высоте хорде,

то
$$v_n = v_{cp} = v_{от}$$

При переменной хорде ее значения на среднем и периферийном радиусах определяется в соответствии с указаниями п.2.

Проведем в качестве примера расчет рассмотренных выше геометрических параметров лопаточного венца рабочего колеса I ступени заданного компрессора. Климатические параметры по высоте лопатки берем для закона закрутки по радиусу $\frac{C_{гн}}{r} = Const$ (см. табл. 3.2). Результаты расчета представлены в табл. 4.1.

4.2. Расчет координат профилей лопаток

Координаты профилей вычисляются в прямоугольной системе координат x, y . Ось x направлена по хорде профиля от передней к задней кромке (проводится через конечные точки средней линии), а ось y исходит из начала средней линии и направлена в сторону спинки (рис. 45).

При построении изогнутого профиля компрессорной лопатки последовательно рассчитывают: координаты изогнутой средней линии профиля, симметричный профиль и, наконец, координаты верхнего и нижнего контуров изогнутого профиля.



Рис. 4.5 Схема построения изогнутого профиля

4.2.1. Расчет координат изогнутой средней линии профиля

При построении дозвуковых профилей, работающих при числах $\lambda < 0,9$, эту линию рекомендуется определять по соотношению

$$\bar{y}_{\text{ср.л}} = \bar{x}(1 - \bar{x}) \cdot \text{tg} \frac{\theta}{2}$$

Черта над координатой означает ее относительную величину, например $\bar{x} = \frac{x}{b}$ где b - хорда профиля.

При построении профилей, обтекаемых трансзвуковым потоком на входе, когда хотя бы в одном сечении доплотки λ достигается значение $0,9 < \lambda < 1,1$, среднюю линию следует определять по другим соотношениям

$$\bar{y}_{\text{ср.л}} = (\bar{x}^4 - 2\bar{x}^3 + \bar{x}) \cdot \text{tg} \frac{\theta}{2}$$

Тип процесса	Функция $f(x)$	значения вероятности \bar{X}									
		0	0,02	0,05	0,1	0,15	0,2	0,24	0,28	0,3	0,4
Дозвуковой	$\bar{X}^4 - 2\bar{X}^3 + \bar{X}$	0	0,0160	0,0475	0,090	0,1275	0,160	0,1856	0,2041	0,2176	0,2276
Трансзвуковой	$\frac{1}{\bar{X}} \sin \bar{X}$	0	0,020	0,0436	0,0681	0,10443	0,1387	0,1675	0,1903	0,2075	0,2203
значения вероятности											
Дозвуковой		0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0		
Трансзвуковой		0,25	0,24	0,21	0,160	0,1275	0,09	0,0475	0		
		0,3125	0,2976	0,2541	0,1856	0,1438	0,0981	0,0498	0		
		0,3185	0,303	0,2575	0,187	0,1443	0,0981	0,0498	0		

или

$$\bar{y}_{срл} = \frac{tg \frac{\theta}{2}}{\lambda} \sin \lambda \bar{x}$$

По этим формулам получается меньшая кривизна средней линии в передней части профиля, что повышает его стойкость к критическим явлениям, возникающим при больших числах λ на входе.

Абсолютная величина ординаты средней линии определяется по соотношению

$$y_{срл} = \bar{y}_{срл} b = b \cdot tg \frac{\theta}{2} f(\bar{x}) \quad (4.8)$$

где функция $f(\bar{x})$ определяется по табл. 4.2.

4.2.3. Расчет координат симметричного профиля

Относительные координаты рекомендуемых симметричных профилей для компрессорных решеток при максимальной относительной толщине

$$\bar{b}_m = \frac{b_{max}}{b} = 0.1 \quad \text{приводятся в табл. 4.3.}$$

Передняя часть трансзвукового профиля имеет меньшую толщину и кривизну контура, чем у дозвукового профиля, что повышает его стойкость к критическим явлениям. Радиус скругления передней кромки дозвукового профиля составляет $\bar{r}_{max} \approx 0.12 \bar{b}_m$

трансзвукового - $\bar{r}_{max} \approx 0.09 \bar{b}_m$. Радиус задней кромки для обеих профилей $\bar{r}_{max} \approx 0.01 \bar{b}_m$.

Из условия изготовления абсолютные величины радиусов должны быть у входной кромки не менее 0,5 мм

у выходной кромки не менее 0,3 мм.

Относительная максимальная толщина профилей \bar{b}_m для лопаток рабочих колес выбирается в пределах, указанных в табл. 4.4.

Относительная максимальная толщина профилей лопаток направляющих аппаратов выбирается в пределах $\bar{b}_m = 0,05 \dots 0,12$.

Таблица 4.3

Тип провала	Значения вероятности \bar{x}									
	0,00	0,02	0,05	0,10	0,15	0,2	0,3	0,4		
Довуковой	0	0,0182	0,027	0,035	0,0405	0,044	0,0486	0,05		
Трамозвуковой	0,008	0,0110	0,0197	0,0226	0,0295	0,0365	0,0439	0,0483		
	Значения вероятности \bar{x}									
	0,5	0,6	0,7	0,80	0,85	0,90	0,95	1,0		
Довуковой	0,0486	0,045	0,039	0,0303	0,0250	0,0190	0,0127	0,006		
Трамозвуковой	0,05	0,0482	0,0418	0,0325	0,0266	0,0201	0,0133	0,006		

Относительная максимальная толщина профиля \bar{C}_m

С е ч е н и е	Тип компрессора	
	дозвуковой	трансзвуковой
периферия	0,03...0,05	0,025...0,04
средний радиус	0,05...0,07	0,035...0,05
втулка	0,08...0,13	0,07 ...0,10

Если лопатка консольная, то \bar{C}_m несколько уменьшается к втулке, если же лопатка двухпорная, то \bar{C}_m уменьшается к середине лопатки.

Абсолютное значение координаты симметричного профиля вычисляется по соотношению

$$y_{\text{сим}} = b \frac{\bar{C}_m}{a_1} \cdot y_{\text{сим} a_1} \quad (4.9)$$

4.2.3. Расчет координат верхнего и нижнего контуров изогнутого профиля

Координаты (спинки и корыта) профиля вычисляются по соотношениям

$$y_v = y_{\text{срл}} + y_{\text{сим}} \quad (4.10)$$

$$y_n = y_{\text{срл}} - y_{\text{сим}} \quad (4.11)$$

Значения $y_{\text{срл}}$ и $y_{\text{сим}}$ берутся при одинаковых значениях абсцисс X .

В таблице 4.5 приводится пример расчета координат профиля по изложенным выше формулам. Рассчитанные результаты профилей

Расчет координат компрессорного профиля

Средний радиус $R_{cp} = 0,553m$, $\delta = 62,5mm$, $\theta = 16,8^\circ$; $\Sigma \pi = 0,055$

Параметр	0	0,02	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0
$f(x) = \bar{x}(1-\bar{x})$	0	0,016	0,0415	0,09	0,1275	0,16	0,21	0,24	0,25	0,24	0,21	0,16	0,1276	0,09	0,0475	0
$U_{\text{числ}}(0,1)$	0	0,0182	0,027	0,0351	0,0405	0,044	0,0486	0,05	0,0486	0,045	0,0399	0,0303	0,025	0,019	0,0127	0,006
$U_{\text{знак}}(4,8)$	0	0,148	0,438	0,83	1,18	1,48	1,94	2,22	2,31	2,22	1,94	1,48	1,18	0,83	0,438	0
$U_{\text{числ}}(4,9)$	0	0,625	0,928	1,21	1,39	1,51	1,67	1,72	1,67	1,55	1,34	1,034	0,86	0,653	0,437	0,206
$U_{\text{знак}}(4,10)$	0	0,773	1,366	2,04	2,57	2,99	3,61	3,94	3,98	3,77	3,28	2,544	2,04	1,483	0,875	0,206
$U_{\text{знак}}(4,11)$	0	-0,477	-0,49	-0,38	-0,21	-0,03	0,27	0,5	0,64	0,67	0,6	0,45	0,32	0,18	0,001	-0,206
$X = \delta \bar{x}$, мм	0	1,25	3,15	6,25	9,4	12,5	18,8	25,0	31,3	37,5	43,8	50	53,1	57,3	59,5	62,5

изобразены на рис. 44 .

4.3. Проверка решеток профилей дозвуковых венцов на запыряние

После профилирования следует проверить нет ли критических скоростей на профилях лопаток или "запыряния" каналов в лопаточных дозвуковых венцах рабочих колес и направляющих аппаратов.

Местные звуковые скорости, т.е. $\lambda = 1$, могут возникнуть на профилях решетки как вследствие ускорения потока в самом узком месте решетки (горле), так и вследствие ускорения потока на спинке профиля, особенно при отрицательных углах атаки и высоких скоростях на входе в решетку. Такие режимы остекания называют критическими. "Запыряние" решетки наступает, когда во всем сечении горла решетки устанавливается режим с $\lambda_{max} = 1$. На этом режиме к.п.д. ступени уменьшается из-за возникновения волновых потерь в местных скачках уплотнения. На режиме запыряния возникает ограничение по расходу воздуха, т.е. дальнейшее увеличение расхода через решетку невозможно. Работа решетки на режиме запыряния не допускается, на критических режимах работа также крайне нежелательна.

Проверка на запыряние производится следующим образом.

1. В увеличенном масштабе (5:1 или 10:1) строятся две соседних профиля решетки. Построение является одновременно и контролем расчета координат (выпадение точки с плавными кривыми означает ошибку в расчете).
2. Графически определяется самое узкое место межлопаточного канала: величина Q_r (рис. 4.6).

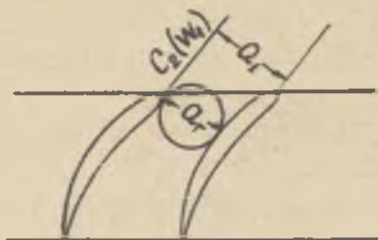


Рис. 4.6 . Определение "горла" решетки

3. Вычисляются условные площади поперечного сечения потока на входе в решетку (с единичной длиной профиля в направлении, перпендикулярном чертежу):

направляющих аппаратов

$$F_1 = t \sin \alpha_2$$

рабочих колес

$$F_2 = t \cdot \sin \beta_1$$

и далее отношение площадей $\frac{F_2}{F_1} = \frac{a_r}{a_1}$ (рис. 4.6)

4. По отношению $\frac{F_2}{F_1}$, используя график на рис. 4.7, определяются значения $\lambda_{кр} = f\left(\frac{F_2}{F_1}\right)$ и $\lambda_{max} = f\left(\frac{F_2}{F_1}\right)$ и сравниваются с соответствующими числами λ на входе в решетку.

Должно быть место для рабочих колес

$$\lambda_1 < \lambda_{max}; \quad \lambda_1 < \lambda_{кр}$$

для направляющих аппаратов

$$\lambda_2 < \lambda_{max}; \quad \lambda_2 < \lambda_{кр}$$

5. Определяется угол атаки

$$i_{к2} = \alpha_2 - \alpha_{2a} \quad i_{р2} = \beta_1 - \beta_{1a}$$

6. По графику на рис. 4.8 определяется величина $\lambda_{кр}(i, \bar{C}_m)$

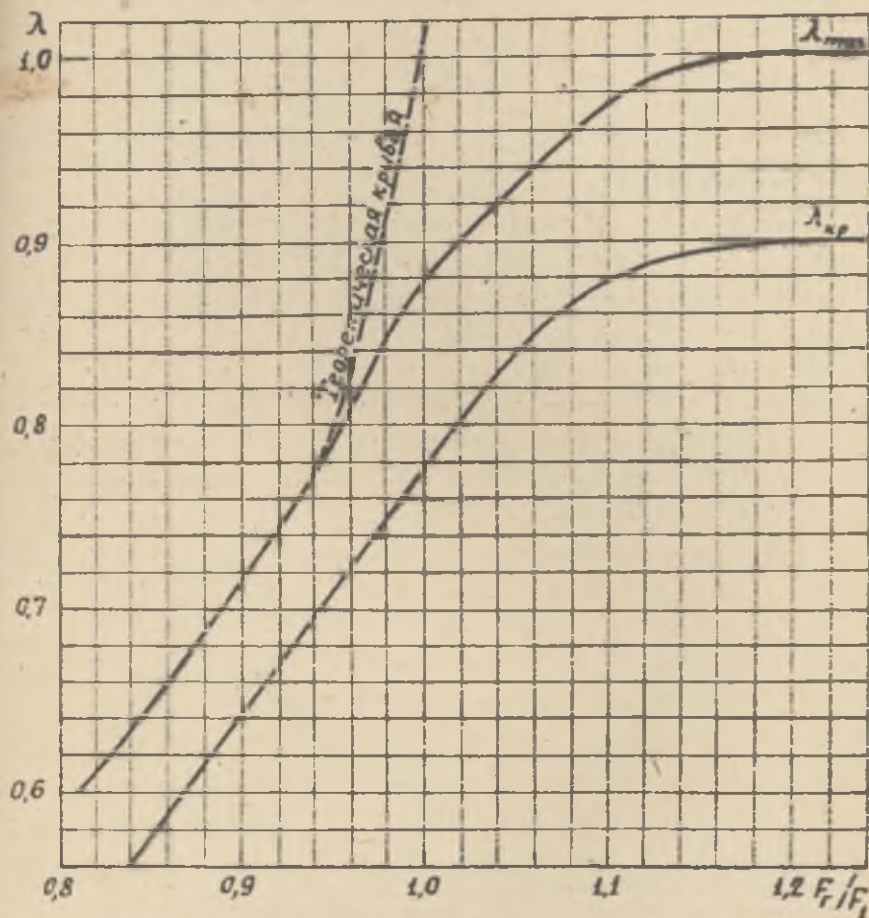


Рис. 4.7. Зависимость λ_{max} , λ_{cr} от отношения F_2/F_1

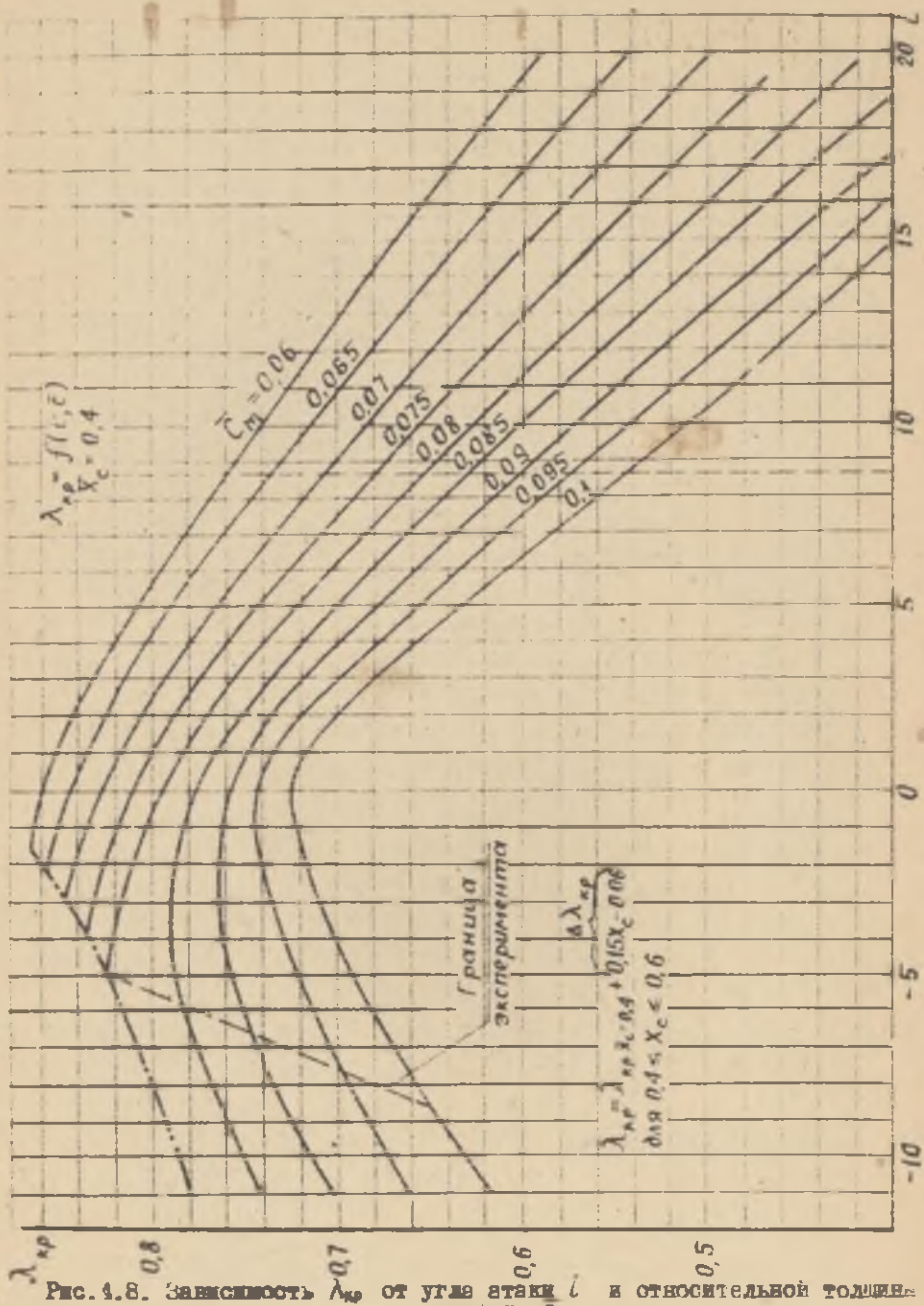


Рис. 4.8. Зависимость λ_{sp} от угла атаки α и относительной толщины

т. е. как функция угла атаки и относительной толщины профиля.

Необходимо иметь

для рабочих колес

$$\bar{\lambda}_0 < \lambda_{i\text{кр}}$$

для направляющих аппаратов

$$\lambda_2 < \lambda_{i\text{кр}}$$

Решетки на зашпиркле проверяют на трех расчетных радиусах:

γ_{0r} , γ_{0p} , γ_{0n} . От критического режима решетки отстраняется изменением относительной толщины профиля \bar{c}_m и угла атаки. Махостойкость профиля повышается также при смещении положения максимальной толщины \bar{c}_m к задней кромке (при увеличении абсциссы x_c). Если эти меры не приводят к желаемому результату, то нужно повторить кинематический расчет ступени с целью снижения соответствующих скоростей λ .

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. АБРАМОВИЧ Г.Н. Двухфазная газовая динамика, М.: Наука, 1969. 324 с.
2. ЗАХАРОВ А.Ф., РЗАВИН Ю.А. Газодинамический расчет осевого компрессора авиационных ГТД, КАН, 1979, 83 с.
3. КУЗЬМИЧЕВ В.С., ТРОФИМОВ А.А. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессора ГТД. Куйбышев, КуАИ, каф. ТДА, 1981.
4. МАСЛОВ В.Г., ГРИГОРЬЕВ В.А., КУЗЬМИЧЕВ В.С. Выбор параметров и проектный термогазодинамический расчет авиационных ГТД, Куйбышев, КуАИ, каф. ТДА, 1981.
5. Методические указания к комплексу программ для расчета осевого многоступенчатого компрессора. КуАИ, каф. ТДА, 1981.
6. ВЕЧАЕВ Д.Н., ФЕДОРОВ Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей, ч.1, М.: Машиностроение, 1977, 312 с.
7. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. /В.М.Дорофеев, В.Г.Маслов, Н.В.Парышкин и др./ М.: Машиностроение, 1973, 144 с.
8. ХОЛДЕННИКОВ К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970, 610 с.
9. БРИД А.В. Выбор основных параметров и расчет осевого многоступенчатого компрессора. Куйбышев, КуАИ, 1970, 103 с.