УДК 621.515 154 : 533.6.001.24 (083.75)

Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ СТАЦИОНАРНЫХ УСТАНОВОК

РТМ 24.020.17—73

Указанием Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения от 10 апреля 1973 г. № ПС-002/6510 введен как рекомендуемый.

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) содержит метод расчета проточной части стационарных осевых компрессоров, основанный на использовании экспериментальных характеристик исходной ступени. Метод предназначен для расчета проточных частей воздушных компрессоров производительностью до 300 кг/с при степени повышения давления до 4,5 и при окружной скорости не выше 280 м/с. При использовании характеристик отсеков существующих компрессоров проектирование проточных частей может производиться до степени повышения давления 7.

Лопаточный аппарат многоступенчатого осевого компрессора может состоять как из ступеней одного и того же типа, так и из различных ступеней, конфигурация профилей и все размеры которых рассчитываются для каждой ступени отдельно в соответствии с ее местом в проточной части. Может быть и такая конструкция компрессора, когда проточная часть состоит из нескольких групп ступеней, причем внутри группы ступени одинаковы. В соответствии с этим в настоящее время нашли практическое применение два основных метода проектирования:

расчет проточной части по обобщенным данным продувок плоских решеток. Этот метод широко используется в авиационной промышленности;

расчет проточной части по экспериментальным характеристикам одиночных ступеней (метод ЦКТИ).

 Перепечатка воспрещена

Расчет проточной части по обобщенным характеристикам ступеней, полученным на основе данных продувок плоских решеток, был применен при создании компрессора ГТУ-42 для приводных и энергетических ГТУ.

Каждый из методов проектирования проточной части имеет свои преимущества и свои недостатки.

Метод проектирования осевых компрессоров, созданный в ЦКТИ, основан на использовании заранее разработанных, так называемых, исходных ступеней, характеристики которых получены, как правило, из экспериментов на одноступенчатых и многоступенчатых моделях.

Этот метод позволяет удешевить производство лопаточного аппарата за счет упрощения технологии его изготовления и унификации оснастки, что особенно важно в условиях индивидуального и мелкосерийного производства в стационарном компрессоростроении. Величины степени повышения давления и производительности компрессоров, для которых применение одинаковых ступеней для всей проточной части является достаточно эффективным и экономически оправданным, ограничиваются соответственно $\pi \approx 4 \div 4{,}5$ и $G \approx 300$ кг/с.

Исходные ступени, приведенные в атласе, предназначены для работы при $M \leqslant M_{кр}$, в соответствии с чем и должны быть выбраны их окружные скорости.

Сопоставление опытных и расчетных характеристик машин, спроектированных по методу ЦКТИ, показало, что во всем исследованном диапазоне окружных скоростей в точках максимума на кривых $\eta_{ад} - G$ наибольшее расхождение между опытными и расчетными значениями η и π не превышает 1—2%. При отклонении от этих режимов в сторону бо́льших или меньших производительностей расхождение достигает 2—3%. В дальнейшем в ЦКТИ предполагается выполнение работ по созданию новых дозвуковых и трансзвуковых ступеней, что позволит создавать компрессоры производительностью 500 кг/с и более, а также с высокой степенью повышения давления.

Настоящий РТМ позволяет определить геометрические параметры проточной части компрессора, его параметры на расчетном режиме, а также последовательность расчета характеристик на переменных режимах.

Отдельный раздел РТМ посвящен созданию компрессоров методом моделирования проточных частей. Дается способ формирования проточной части компрессора путем компоновки из отработанных проточных частей.

Все разделы РТМ иллюстрируются примерами расчетов.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

(по алфавиту)

РУССКИЙ АЛФАВИТ

ВНА — входной направляющий аппарат;
к. п. д. — коэффициент полезного действия;
ЛА — лопаточный аппарат;
НА — направляющий аппарат;
ПНА — промежуточный направляющий аппарат;
РК — рабочее колесо;
СА — спрямляющий аппарат;
ц. т — центр тяжести.

ЛАТИНСКИЙ АЛФАВИТ

a — скорость звука, м/с;
b — хорда профиля лопатки внешняя, м (мм);
b' — хорда профиля лопатки внутренняя, м (мм);
$\frac{b}{t}$ — густота решетки профилей;
C — толщина профиля лопатки максимальная, мм;
$\overline{C} = \frac{C}{b}$ — толщина профиля лопатки максимальная относительная;
c — скорость потока абсолютная, м/с;
c_p — теплоемкость удельная при постоянном давлении, Дж/(кг · К);
c_V — теплоемкость удельная при постоянном объеме, Дж/(кг · К);
D, d — диаметр, м (мм);
F — площадь, м^2; площадь торцовая проточной части, м^2;
f — вогнутость профиля лопатки максимальная, мм;
$\overline{f} = \frac{f}{b}$ — вогнутость профиля лопатки относительная;
G — расход массовый (производительность), кг/с;
g — ускорение силы тяжести, м/с^2;
H — напор удельный (работа сжатия 1 кг газа), определенный по параметрам заторможенного потока, Дж/кг; размерность в исходных единицах СИ — м^2/с^2;
I — осевой момент инерции площади плоской фигуры, м^4 (см^4);
i — угол атаки, град;
i — коэффициент моделирования;
k — коэффициент;
k — показатель адиабаты (отношение удельных теплоемкостей);
l — длина лопатки, мм (м);
$\overline{l} = \frac{l}{b}$ — длина лопатки относительная (удлинение лопатки);

M — число Маха;
M — масса, кг;
N — мощность, Вт;
n — частота вращения (скорость вращения), 1/с (об/мин);
P — сила, Н;
p — давление, Па;
Q — расход объемный, м³/с;
R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);
r — радиус, м (мм);
$\bar{r} = \frac{r}{r_p}$ — радиус относительный;
S — зазор, мм;
$\bar{S}_r = \frac{S_r}{t}$ — зазор относительный радиальный;
$\bar{S}_Z = \frac{S_Z}{b}$ — зазор относительный осевой;
T — температура, К;
t — температура, °С;
t — шаг лопаток, мм;
$\bar{t} = \frac{t}{b}$ — шаг лопаток относительный;
U — ось системы координат rUZ, совпадающая по направлению с окружной скоростью;
u — скорость окружная, м/с;
W — момент сопротивления плоской фигуры, м³ (см³);
w — скорость потока относительная, м/с;
$\bar{w} = \frac{w}{u}$ — скорость относительная безразмерная;
$X_ц$ — абсцисса центра тяжести профиля лопатки, мм;
X_C — положение максимальной толщины профиля лопатки, мм;
$\bar{X}_C = \frac{X_C}{b}$ — относительное положение максимальной толщины профиля лопатки;
X_f — положение максимальной вогнутости профиля лопатки, мм;
$\bar{X}_f = \frac{X_f}{b}$ — относительное положение максимальной вогнутости профиля лопатки;
Z — ось системы координат rUZ, параллельная оси вращения РК и направленная по ходу потока;
z — число лопаток, шт.;

ГРЕЧЕСКИЙ АЛФАВИТ

α — угол между осью U или Z и направлением абсолютной скорости потока, град;
α_b — угол между осью U или Z и хордой профиля лопаток (угол установки) ВНА α_{1b}, ПНА α_{2b}, СА α_{3b}, град;

$\alpha_л$ — угол между осью U или Z и касательной к средней (скелетной) линии профиля лопатки в начальной (входной) $\alpha_{1л}$ и в конечной (выходной) $\alpha_{2л}$ точках, град;

$\Delta\alpha$ — угол поворота потока, град;

β — угол между осью U или Z и направлением относительной скорости потока, град;

β_b — угол между осью U или Z и хордой профиля лопатки РК (угол установки), град;

$\beta_л$ — угол между осью U или Z и касательной к средней (скелетной) линии профиля лопатки РК в начальной (входной) $\beta_{1л}$ и в конечной (выходной) $\beta_{2л}$ точках, град;

$\Delta\beta$ — угол поворота потока, град;

δ — угол отставания потока, град;

ζ — коэффициент потерь;

η — к. п. д. адиабатический, определенный по параметрам заторможенного потока;

θ — степень реактивности (коэффициент реакции);

ϑ — угол изогнутости профиля лопатки, град;

$\lambda = \frac{c}{a_{кр}}$ — коэффициент скорости;

ν — кинематическая вязкость, м²/с;

π — степень повышения давления;

ρ — плотность, кг/м³;

$\varphi^* = \frac{c^*_{Zср}}{u_р}$ — коэффициент расхода;

$\dot{\varphi}^* = \frac{c^*_Z}{u}$ — коэффициент расхода местный;

χ — угол между хордой и касательной к средней линии профиля лопатки в начальной (входной) χ_1 и в конечной (выходной) $\varkappa_2$ точках, град;

$\psi = \frac{2H}{u_р^2}$ — коэффициент адиабатического напора, определенный по параметрам изоэнтропно заторможенного потока;

$\dot{\psi} = \frac{2H}{u^2}$ — коэффициент адиабатического напора местный;

ω — угловая скорость вращения РК, рад/с.

ИНДЕКСЫ

расположенные сверху с правой стороны буквенного обозначения величины:

* — присваивается параметрам изоэнтропно заторможенного потока (полным параметрам)

Примечание. Величины адиабатических напора и к. п. д. знаком * не отмечаются, так как определяются по параметрам изоэнтропно заторможенного потока.

расположенные сверху буквенного обозначения величины:

— — частное от деления, величина безразмерная;

— — локальная (местная) величина

расположенные с левой стороны буквенного обозначения величины:

Δ — разность, приращение

расположенные снизу с правой стороны буквенного обозначения величины:

Цифровые

0 — сечение перед ВНА;

— сечение перед РК, вход, начало;

2 — сечение за РК, выход, конец;

3 — сечение за ПНА

Русский алфавит

а — атмосферные условия;

ад — адиабатический;

в — вход; сечение перед входным патрубком;

вт — внутренний диаметр (втулка);

исх — исходный;

к — выход; сечение за выходным патрубком;

кр — критический;

л — относящийся к лопатке;

н — наружный диаметр (периферия);

нат — натурный;

мод — модельный;

опт — оптимальный, соответствующий режиму η_{max};

помп — помпажный;

пр — приведенный;

р — расчетный;

ср — средний;

ст — ступень;

т — теоретический;

у — устойчивость;

э — экспериментальный

Латинский алфавит

max — максимальный;

min — минимальный;

r — радиальный, радиальная составляющая;

U — окружная составляющая; обозначение углов, отсчитанных от оси U;

Z — осевая составляющая; обозначение углов, отсчитанных от оси Z.

Остальные условные обозначения поясняются в тексте.

1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

1.1. Определение основных параметров проточной части

1.1.1. По данному методу проточная часть компрессора формируется из одной или нескольких модельных исходных ступеней путем подрезки части лопатки со стороны втулки или периферии или одновременно с двух сторон.

1.1.2. Для непосредственного переноса характеристик модельной ступени на натурную должно быть выдержано их геометрическое подобие и обеспечено в сходственных точках сохранение следующих основных критериев подобия:

а) $(M_{c_Z})_{нат} = (M_{c_Z})_{мод}$; $M_{unat} = M_{umод}$,

где $M_{c_Z} = \frac{c_Z}{\sqrt{kRT}}$; $M_u = \frac{u}{\sqrt{kRT}}$;

б) $Re_{нат} = Re_{мод}$ или $Re_{нат} > Re_{пред}$; $Re_{мод} > Re_{пред}$,

где $Re_{пред}$ — число Рейнольдса, ниже которого возникает значительный рост потерь;

в) $k_{нат} = k_{мод}$, где $k = \frac{c_p}{c_V}$.

Кроме того, должно быть соблюдено подобие относительных эквивалентных шероховатостей поверхностей проточной части натурного и модельного компрессоров. Это достигается при выполнении условия

$$k_{шер} \leqslant 100 \frac{\nu}{w},$$

где $k_{шер}$ — допускаемая высота шероховатости.

1.1.3. Расчет компрессора и его характеристик производится по параметрам заторможенного потока (полным параметрам) p^*, T^* и т. д.

Характеристики исходных ступеней также определены по полным параметрам:

$$\psi = \psi(\varphi^*) = \frac{H}{u_p^2/2}; \quad (1)$$

$$\eta = \eta(\varphi^*) = \frac{H}{H_т}; \quad (2)$$

$$\varphi^* = \frac{G}{\rho^* F u_p} = \frac{c^*_{Zср}}{u_p}. \quad (3)$$

Индекс «р» в формулах (1) и (3) обозначает расчетный диаметр, т. е. диаметр, на котором расположено сечение $\bar{r} = 1$ исходной ступени.

В случае необходимости действительные осевые скорости и коэффициент расхода $\varphi = \frac{c_Z}{u}$, рассчитанный по статическим параметрам, могут быть определены в соответствии с п. 2.7.

В последующих редакциях РТМ предполагается представить характеристики исходных ступеней (приложение 2 РТМ) в зависимости от коэффициента расхода, определяемого по статическим параметрам.

1.1.4. Расчет проточной части компрессора (черт. 1 приложения 1) производится в соответствии с техническим заданием, в котором содержатся следующие исходные данные[1]:

— давление на входе во всасывающий патрубок $p_в^*$, Па;
— температура на входе (расчетная) $T_в^*$, K;
— диапазон температур на входе $\Delta T_в^*$, K;
— полное или статическое давление в нагнетательном патрубке или степень повышения полного давления в компрессоре, $p_к^*$, Па; $p_к$, Па; $\pi_к^*$;
— производительность компрессора G, кг/с;
— скорости потока в подводящем и нагнетательном трубопроводах $c_в$, м/с; $c_к$, м/с;
— рабочее тело:
показатель адиабаты[2] k;
удельная газовая постоянная R, Дж/кг·К;
влагосодержание x, $\frac{\text{кг. вод. пара}}{\text{кг. сух. воздуха}}$;
— частота вращения ротора n, об/мин, 1/с;
— к. п. д. компрессора η;
— запас устойчивости для расчетной скорости вращения компрессора $\Delta k_у$;
— дополнительные требования.

Под запасом устойчивости при частоте вращения n подразумевается величина $\Delta k_у = k_у - 1$, где

$$k_у = \frac{(\pi_к^*/G_{пр})_у}{(\pi_к^*/G_{пр})_р}.$$

Величины $G_{пр}$ на границе устойчивости и в расчетной точке должны быть приведены к одинаковым начальным условиям.

1.1.5. Потери давления во всасывающем и нагнетательном патрубках определяются по известным коэффициентам потерь в них.

При отсутствии данных о коэффициентах потерь в проектируемых патрубках для предварительных расчетов принимают

$$\Delta p_в^* = \zeta_в \frac{\rho_1 c_1^2}{2}; \quad \Delta p_к^* = \zeta_к \frac{\rho_{ЛА} c_{ЛА}^2}{2},$$

где $\zeta_в = 0{,}03 \div 0{,}1$ — для всасывающего патрубка, $\zeta_к = 0{,}4 \div 0{,}5$ — для нагнетательного патрубка.

---

[1] Единицы измерений физических величин даются в системе СИ (см. табл. 1 приложения 1), за исключением некоторых величин (например, углы выражаются в градусах, а не в радианах).

[2] Зависимость величины $k = \frac{c_p}{c_V}$ от температуры и давления для воздуха приведена в табл. 2 приложения 1.

Если при этом учитываются и дополнительные потери, вызываемые ВНА на входе и СА на выходе, то указанные коэффициенты потерь должны быть увеличены:

$$\zeta_{\text{в}} \approx 0{,}1 \div 0{,}2; \quad \zeta_{\text{к}} \approx 0{,}45 \div 0{,}6.$$

Величины плотностей и скоростей потока в этих выражениях берутся приближенно:

$$\rho_1 \cong \rho_{\text{в}}^* = \frac{p_{\text{в}}^*}{RT_{\text{в}}^*},$$

$$\rho_{\text{ЛА}} \cong \rho_{\text{к}}^* = \frac{p_{\text{к}}^*}{RT_{\text{к}}^*}.$$

При этом полная температура за лопаточным аппаратом, равная полной температуре за компрессором, определяется по формуле

$$T_{\text{ЛА}}^* = T_{\text{к}}^* = T_1^* + \frac{T_1^*\left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\eta_{\text{к}}}.$$

Уточнение принятых приближенных значений производится в ходе дальнейших расчетов.

1.1.6. Оценив величину потерь $\Delta p_{\text{в}}^*$ во всасывающем патрубке, определяют полное давление перед первой ступенью

$$p_1^* = p_{\text{в}}^* - \Delta p_{\text{в}}^*.$$

1.1.7. Полное давление за последней ступенью находится из выражения

$$p_{\text{ЛА}}^* = p_{\text{к}}^* + \Delta p_{\text{к}}^*.$$

1.1.8. Степень повышения полного давления в лопаточном аппарате равна

$$\pi_{\text{ЛА}}^* = \frac{p_{\text{ЛА}}^*}{p_1^*}.$$

1.1.9. Адиабатический напор в лопаточном аппарате

$$H_{\text{ЛА}} = \frac{k}{k-1} RT_1^*\left(\pi_{\text{ЛА}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right).$$

При $k = 1{,}4$ величину напора удобно определять с помощью графиков (черт. 2 приложения 1), где приведены зависимости $\frac{H}{T_1^* g} = f(\pi^*)$ для $\pi^* = 1 \div 5$.

1.1.10. Для предварительного выбора исходной ступени используется черт. 3 приложения 1, на котором показаны характеристики модельных ступеней.

Оптимальные значения $\varphi_{\text{опт}}^*$ для этих ступеней лежат в диапазоне величин от 0,42 до 0,52, а минимальные втулочные отно-

шения ступеней $\bar{r}_{вт}=0,5\div0,6$. Задаваясь желательными значениями $\varphi^*_{опт}$ и $\bar{r}_{вт}$ первой ступени, определяют наружный диаметр лопаточного аппарата из формулы

$$D_н = 2,9\sqrt[3]{\frac{GRT_1^*}{(1-\bar{r}^2_{вт})\,p_1^* n\varphi_1^*}}, \qquad (4)$$

где $D_н=D_р$, а n берется в оборотах в минуту.

1.1.11. На этом диаметре окружная скорость ротора равна

$$u_н = \frac{\pi D_н n}{60}. \qquad (5)$$

1.1.12. Если в задании дана окружная скорость $u_н$ на периферии ротора, а не частота вращения n, то при выборе величины n (об/мин) удобно использовать формулу

$$n = 16,95\sqrt{\frac{\varphi_1^*(1-\bar{r}^2_{вт})\,u_н^3\rho_1^*}{G}}.$$

1.1.13. В зависимости от величины $u_н$ целесообразно применять ступени со следующими степенями реакции:

при $u_н<200$ м/с $\theta\geqslant1$ (тип К-100);

при $u_н=200\div240$ м/с $\theta\approx0,7$ (тип К-70);

при $u_н>240$ м/с $\theta=0,5$ (тип К-50).

Если условиям задания удовлетворяют несколько ступеней, то из них выбирают ту ступень, которая при полученных значениях $u_н$ и φ_1^* имеет наибольшие значения к. п. д. и коэффициента напора.

1.1.14. После выбора типа ступени по ее характеристикам $\psi=\psi\ (\varphi^*)$ и $\eta=\eta\ (\varphi^*)$ уточняется коэффициент расхода первой ступени. Величина φ_1^* выбирается в оптимальной области, соответствующей максимальным к. п. д. ступени.

1.1.15. Устанавливается величина втулочного отношения для первой ступени, которая принимается равной $\bar{r}_{вт}$ исходной ступени или несколько больше ее.

1.1.16. По формулам (4) и (5) уточняются величины наружного диаметра первой ступени и ее окружной скорости.

Величина максимальной окружной скорости каждого из типов лопаточных аппаратов ограничена допустимым для него числом $M=\frac{w}{a}$. Поэтому выбираемая величина $u_н$ не должна, как правило, превосходить своего максимального значения, указанного на характеристиках ступени.

1.1.17. При выполнении расчетов всей проточной части и при взаимном согласовании заданных параметров принятая для первой ступени величина $u_н$ может быть скорректирована.

1.2. Выбор закона распределения коэффициентов расхода по ступеням

1.2.1. При выборе закона распределения коэффициентов расхода φ_p^* по ступеням на расчетном режиме следует исходить из того, что конструкция проектируемой проточной части должна обеспечить наилучшие параметры (максимальный к. п. д., удаленность от границы помпажа) на режимах, указанных в задании.

1.2.2. Наиболее употребительными и лучше всего удовлетворяющими большинству требований, встречающихся в практике, являются три типа распределения φ_{ip}^* по ступеням:

Тип I

$\varphi_{ip}^* = \varphi_{\eta_{max}}^*$;

Тип II

φ_{ip}^* вдоль проточной части равномерно (и медленно) снижается;

Тип III

φ_{ip} равномерно снижается в первой группе ступеней и увеличивается во второй; при этом в нескольких средних ступенях коэффициент расхода может быть принят одинаковым.

1.2.3. При распределении расчетных коэффициентов расхода по типу I на расчетном режиме в точках максимума к. п. д. одновременно работают все ступени. При этом, как правило, обеспечивается достаточный запас устойчивости компрессора в области $\bar{u} = \frac{u}{u_p} = 0{,}75 \div 1{,}0$, а высокий уровень к. п. д. сохраняется в широком диапазоне изменения окружных скоростей.

1.2.4. Распределение расчетных значений φ_p^* по типу II целесообразно выбирать в случае, когда нужно получить оптимальные параметры проточной части (η_{max} и наибольший диапазон устойчивой работы) при окружных скоростях меньше расчетных.

Этот тип распределения φ_p^* применяют также в случае, если осевые скорости на входе в компрессор велики ($c_z > 130 \div 150$ м/с) и для уменьшения потерь давления нужно снизить скорость c_z в проточной части.

Использование типа II распределения φ_p^* позволяет увеличить длину лопаток последних ступеней и уменьшить диаметр втулки ротора.

Чтобы получить близкие к оптимальным параметры проточной части на расчетном режиме, расчетные значения коэффициента расхода первой ступени φ_{1p} выбирают несколько больше значений $\varphi_{опт}^*$, снижая значения коэффициентов расхода φ_p^* последующих ступеней на 1—3% на каждую ступень.

1.2.5. Распределение φ_p^* по типу III назначают, чтобы отодвинуть границу помпажа влево для тех случаев, когда помпаж определяется условиями работы последних ступеней.

Этот тип распределения φ_p^* по ступеням имеет ограниченное применение.

1.2.6. При применении любого типа распределения φ_p^* по ступеням нужно стремиться к тому, чтобы на расчетном режиме наи-

большее число ступеней компрессора работало в зоне, близкой к максимуму к. п. д.

1.3. Выбор типа проточной части

1.3.1. Проточные части в зависимости от характера изменения наружного и втулочного диаметров могут быть условно разделены на три типа (черт. 4 приложения 1):

тип I — $D_н = const$; $D_{вт} \neq const$;

тип II — $D_н \neq const$; $D_{вт} = const$;

тип III — $D_н \neq const$; $D_{вт} \neq const$.

1.3.2. Выбор типа проточной части производится в зависимости от требований, предъявляемых к аэродинамическим показателям компрессора, его габаритам, технологии изготовления и от типа исходной ступени.

В стационарном компрессоростроении наибольшее распространение получили проточные части первых двух типов, поскольку они технологически проще, чем проточная часть типа III.

1.3.3. В проточной части типа I поток искажается слабее, напор и к. п. д. получаются несколько выше, чем в проточной части типа II.

1.3.4. Проточная часть типа II по сравнению с проточной частью типа I имеет более пологие характеристики, обеспечивает бо́льшую длину лопаток промежуточных и последних ступеней, позволяет упростить изготовление лопаточного аппарата и уменьшить радиальные габариты поковки ротора.

1.4. Определение числа ступеней компрессора

1.4.1. Среднее значение адиабатического напора ступени в данной проточной части определяется исходя из средних значений коэффициента напора ступени и расчетной окружной скорости:

$$H_{ср.ст} = k_{\psi} \psi_{ср.ст} \frac{u^2_{р\,ср}}{2}, \qquad (6)$$

где $k_{\psi} = 0{,}94 \div 0{,}98$ — поправочный коэффициент, причем бо́льшие значения k_{ψ} следует принимать для проточной части типа I, меньшие — для проточной части типа II.

Значения $\psi_{ср}$ и $u_{ср}$ зависят от выбранного характера изменения величин $\varphi_р$ и $u_р$ вдоль проточной части.

Если эти величины изменяются вдоль проточной части более или менее равномерно, принимают:

$$\psi_{ср} = \frac{\psi_1 + \psi_{посл}}{2},$$

$$u_{ср} = \frac{u_1 + u_{посл}}{2}.$$

1.4.2. Определение количества ступеней производится по величине расчетного напора $H_{рлА}$, превышающей полученное ранее значение напора в лопаточном аппарате, так как тепло трения,

выделяемое в каждой ступени, приводит к увеличению работы сжатия в последующих ступенях:

$$H_{рЛА} = \alpha H_{ЛА}.$$

Величина коэффициента затраченной работы α определяется приближенно по графику $\alpha_{i=\infty} = f(\pi^*)$ для $k=1{,}4$ (черт. 5 приложения 1).

Число ступеней компрессора

$$i = \frac{H_{рЛА}}{H_{ср}}.$$

1.5. Предварительное определение к. п. д. лопаточного аппарата

1.5.1. Адиабатический к. п. д. лопаточного аппарата многоступенчатого компрессора $\eta_{ЛА}$ меньше адиабатического к. п. д. отдельной ступени $\eta_{ст}$ вследствие подвода тепла, выделившегося в результате работы сил трения в каждой из ступеней.

1.5.2. В случае, если напор и к. п. д. всех ступеней одинаковы, ожидаемая величина к. п. д. лопаточного аппарата может быть определена по формуле

$$\eta_{ЛА} = \eta_{ст} \frac{\pi_{ЛА}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{a\left(\pi_{ЛА}^{*\frac{k-1}{ak}} - 1\right)}, \tag{7}$$

где

$$a = \frac{i\eta_{ст}}{i - 1 + \eta_{ст}}. \tag{8}$$

Если к. п. д. ступеней компрессора различны, то в первом приближении в формулах (7) и (8) среднее значение к. п. д. ступени равно

$$\eta_{ст} = \frac{\eta_1 + \eta_{посл}}{2}.$$

1.6. Определение длин лопаток первой и последней ступеней

1.6.1. Длина лопатки первой ступени определяется по уже известным наружным и втулочным диаметрам первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{н1} - D_{вт1}}{2}.$$

1.6.2. Плотность рабочего тела за последней ступенью равна

$$\rho_{посл}^* \cong \rho_{ЛА}^* = \rho_1^* \left(\frac{p_{ЛА}^*}{p_1^*}\right)^{\frac{1}{m}} = \rho_1^* \left(\frac{p_{ЛА}^*}{p_1^*}\right)^{1-\frac{k-1}{k\eta_{пол}}}.$$

В приближенных расчетах за величину показателя политропы принимают $m = 1{,}46 \div 1{,}48$, что соответствует политропическому к. п. д. $\eta \approx 0{,}91 \div 0{,}88$.

При высоких значениях к. п. д. и не очень высоких степенях повышения давления можно принимать $\eta_{пол} \approx \eta_{ад}$, определяя $\eta_{ад}$ по формуле (7).

1.6.3. Для проточной части типа I

$$D_{втЛА} = \sqrt{D_н^2 - \frac{4G}{\pi \rho^*_{ЛА} \varphi^*_{ЛА} u_р}}, \qquad (9)$$

для проточной части типа II

$$D_{нЛА} = \sqrt{D_{вт}^2 + \frac{4G}{\pi \rho^*_{ЛА} \varphi^*_{ЛА} u_р}}, \qquad (10)$$

где $\varphi^*_{ЛА}$ — коэффициент расхода за последней ступенью. Величины $\varphi^*_{ЛА}$ и $u_р$ принимают с помощью экстраполяции зависимостей изменения этих величин вдоль проточной части.

1.6.4. Длина лопатки на выходе из последней ступени

$$l_{посл} = \frac{(D_н - D_{вт})_{посл}}{2}.$$

1.6.5. В случае, если на последней ступени периферийная подрезка по модулю

$$|\Delta \bar{r}_н| = \frac{D_{н.\,исх} - D_н}{D_р} = \frac{D_р - D_н}{D_р} = 1 - \bar{r}_н$$

или корневая подрезка

$$\Delta \bar{r}_{вт} = \frac{D_{вт} - D_{вт.\,исх}}{D_р} = \bar{r}_{вт} - \bar{r}_{вт.\,исх}$$ (черт. 4 приложения 1)

окажутся больше величины $\Delta \bar{r} \approx 0{,}20$, можно использовать следующий способ приближения характеристик подрезанной ступени к характеристике исходной.

При периферийной подрезке для группы последних ступеней выбирается новый расчетный диаметр $D_р' < D_р$, на котором расположена решетка профилей, соответствующая $\bar{r} = 1$ исходной ступени. Тогда подрезка последней ступени этой группы составит величину $|\Delta \bar{r}_н'| < |\Delta \bar{r}_н|$, где $|\Delta \bar{r}_н'| = \frac{D_р' - D_н}{D_р'} = 1 - \bar{r}_н'$. При этом смещенными относительно исходного втулочного диаметра окажутся и втулочные сечения ступеней с новым $D_р'$. Общая поправка на подрезку при таком смещении лопатки оказывается ближе к единице, чем поправка, полученная при первоначальной односторонней подрезке.

В месте стыковки групп ступеней с разными $D_р$ для обеспечения расчетных условий входа потока на следующее рабочее ко-

лесо должен быть установлен специальный промежуточный направляющий аппарат (ПНА).

1.6.6. При использовании метода ЦКТИ не рекомендуется применять лопатки последних ступеней длиной меньше 35 *мм* и с относительной длиной (удлинением) $\bar{l}<1$.

В случае применения лопаток малого удлинения и при $l<35$ мм для получения высоких к. п. д. компрессора следует выполнять профилирование лопаток с учетом вязкости рабочего тела.

1.6.7. Если в результате предварительного расчета проточной части по разделу 1 получатся неудовлетворительные данные и путем изменения окружной скорости и втулочного отношения не удается их улучшить, то следует принять другую исходную ступень и расчет произвести вновь.

2. РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ $n=(0{,}8\div 1)\,n_р$

2.1. Первый поступенчатый расчет

2.1.1. Определение диаметральных размеров ступеней производится путем последовательного расчета параметров потока за каждой ступенью с помощью их характеристик.

Параметры рабочего тела за каждой ступенью являются его начальными параметрами для следующей ступени.

2.1.2. Расчетные коэффициенты расхода для каждой ступени компрессора определяются в соответствии с выбранным законом распределения $\varphi_р^*$ вдоль проточной части.

2.1.3. Порядок расчета приведен в табл. 1 приложения 3 и поясняются в пп. 2.1.4—2.1.15, а также в подразделе 2.2. Пример расчета дан в приложении 3.

2.1.4. По известным параметрам заторможенного потока p_1^*, T_1^* на входе в первую ступень определяются плотность

$$\rho_1^* = \frac{p_1^*}{RT_1^*}$$

и условный объемный расход в этом сечении

$$Q_1^* = \frac{G}{\rho_1^*}.$$

2.1.5. Условная осевая скорость на входе в первую ступень равна

$$c_{1z}^* = \varphi_1^* u_р.$$

2.1.6. Коэффициент адиабатического напора ψ и к. п. д. η определяются по характеристикам ступени в соответствии с выбранным для нее значением коэффициента расхода.

При определении ψ и η должно быть соблюдено равенство чисел M для исходной и рассчитываемой ступеней. С этой целью предварительно необходимо определить приведенную окружную

скорость $u_р'$ из равенства $\frac{u_р'}{\sqrt{T_э}} = \frac{u_р}{\sqrt{T_1^*}}$, где $T_э$ — температура, при которой получены экспериментальные характеристики исходной ступени (указана на соответствующих графиках).

Параметры ψ, η снимаются с кривых, полученных при окружной скорости $u_р'$.

2.1.7. Если геометрическое и аэродинамическое подобие между исходной и рассчитываемой ступенями нарушено, то для дальнейшего расчета снятые с кривых значения ψ и η должны быть исправлены. С этой целью вводятся поправочные коэффициенты k_ψ и k_η, учитывающие отклонения от подобия (см. п. 2.2).

Расчетные значения коэффициента напора и к. п. д. определяются в следующем виде:

$$\psi_{р1} = k_{\psi 1}\psi_1;$$

$$\eta_{р1} = k_{\eta 1}\eta_1.$$

Для определения коэффициентов k_ψ и k_η в соответствии с подразделом 2.2 необходимо знать геометрические размеры каждой ступени. В первом поступенчатом расчете поправочные коэффициенты оцениваются по размерам средней ступени.

Длина лопатки в средней ступени находится как среднее значение из длин лопаток первой и последней ступеней.

В первом приближении принимают следующие размеры хорд для средней ступени:

при $\theta = 0{,}5$ $b = (0{,}4 \div 0{,}5)\,l$ $\left(\bar{l} = \frac{l}{b} = 2{,}5 \div 2\right)$;

при $\theta = 0{,}7$ $b = (0{,}45 \div 0{,}55)\,l$ $(\bar{l} = 2{,}2 \div 1{,}8)$;

при $\theta = 1{,}0$ $b = (0{,}55 \div 0{,}65)\,l$ $(\bar{l} = 1{,}8 \div 1{,}5)$.

Величину осевых зазоров в ступени желательно задавать из условий:

$$S_{1z} = 0{,}5 b_{РК};$$

$$S_{2z} = (0{,}15 \div 0{,}20)\, b_{РК}.$$

Относительный радиальный зазор может быть принят равным величине $\bar{S}_r = 0{,}005 \div 0{,}01 = (0{,}5 \div 1)\,\%$.

2.1.8. Адиабатический напор первой ступени определяется по расчетному значению коэффициента адиабатического напора и расчетной окружной скорости:

$$H_1 = \psi_{р1} \frac{u_р^2}{2}.$$

Соответствующее ему адиабатическое повышение температуры

$$\Delta T^*_{\text{ад1}} = \frac{H_1}{\frac{k}{k-1} R}.$$

Для сухого воздуха при температурах, близких к атмосферной, $\frac{k}{k-1} R = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ (при $k = 1{,}4$, $R = 287{,}1$ Дж/кг·К).

2.1.9. Полное повышение температуры в ступени и полная температура на выходе из нее находятся из равенств:

$$\Delta T_1^* = \frac{\Delta T^*_{\text{ад1}}}{\eta_{\text{p1}}};$$

$$T_3^* = T_1^* + \Delta T_1^*.$$

2.1.10. Степень повышения полного давления в ступени рассчитывается по величине адиабатического напора H_1 при температуре перед ступенью T_1^*:

$$\pi_1^* = \frac{p_3^*}{p_1^*} = \left(1 + \frac{H_1}{\frac{k}{k-1} R T_1^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Для определения величины π_1^* при $k = 1{,}4$ используется черт. 2 приложения 1, с помощью которого можно найти π_1^* по вспомогательной величине $H/T_1^* g$.

2.1.11. Давление за ступенью

$$p_3^* = p_1^* \pi^*_1.$$

2.1.12. Плотность воздуха за ступенью

$$\rho_3^* = \frac{p_3^*}{R T_3^*},$$

условный объемный расход воздуха в этом сечении

$$Q_3^* = \frac{G}{\rho_3^*}.$$

2.1.13. Геометрические размеры сечения перед ступенью и за ней определяются следующим образом:

— площадь сечения

$$F = \frac{G}{\rho^* c_Z^*},$$

— диаметральные размеры:

$$D_{\text{вт}} = \sqrt{D_{\text{н}}^2 - \frac{4}{\pi} F} \text{ (для I типа проточной части)},$$

$$D_{\text{н}} = \sqrt{D_{\text{вт}}^2 + \frac{4}{\pi} F} \text{ (для II типа проточной части)};$$

— втулочное отношение

$$\bar{r}_{вт} = \frac{D_{вт}}{D_{н}};$$

— длина лопатки на входе в рабочее колесо

$$l = \frac{D_{н} - D_{вт}}{2}.$$

2.1.14. Полученные в расчете значения параметров p^*, T^* на выходе из первой ступени принимают за начальные параметры рабочего тела на входе во вторую ступень, затем в изложенной выше последовательности рассчитывают параметры состояния за второй ступенью и т. д. (табл. 1 приложения 3).

2.1.15. После того как определены полное давление и полная температура за последней ступенью, определяют адиабатический к. п. д. лопаточного аппарата

$$\eta_{ЛА} = \frac{\Delta T^*_{адЛА}}{\Delta T^*_{ЛА}},$$

где

$$\Delta T^*_{адЛА} = \frac{H_{ЛА}}{\frac{k}{k-1} R} = T_1^* \left(\pi^*_{ЛА}{}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$$

$$\Delta T^*_{ЛА} = T^*_{ЛА} - T_1^*,$$

и потребляемую мощность (в ваттах), затрачиваемую на сжатие газа,

$$N_{ЛА} = \frac{G H_{ЛА}}{\eta_{ЛА}}.$$

2.2. Поправочные коэффициенты k_ψ и k_η

2.2.1. Изменение напора и к. п. д. натурной ступени по сравнению с модельной при нарушении аэродинамического и геометрического подобия учитывается поправочными коэффициентами k_ψ и k_η. Коэффициенты k_ψ и k_η представляются в виде произведений нескольких коэффициентов:

$$k_\psi = k_{\psi_м} k_{\psi_з} k_{\psi_{\bar{l}}} k_{\psi_Z} k_{\psi_{\Delta r}};$$

$$k_\eta = k_{\eta_м} k_{\eta_з} k_{\eta_{\bar{l}}} k_{\eta_Z} k_{\eta_{\Delta r}},$$

где $k_{\psi_м}$, $k_{\eta_м}$ — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к. п. д. натурной ступени по сравнению с модельной из-за нарушения аэродинамического подобия, связанного с взаимным влиянием ступеней в компрессоре;

$k_{\psi_з}$, $k_{\eta_з}$ — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к. п. д. натурной ступени по сравнению с модель-

ной из-за различия их относительных радиальных зазоров;

$k_{\psi_{\bar{l}}}$, $k_{\eta_{\bar{l}}}$ — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к. п. д. натурной ступени по сравнению с модельной из-за различия удлинений лопаток;

$k_{\psi_{\Delta r}}$, $k_{\eta_{\Delta r}}$ — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к. п. д. натурной ступени по сравнению с модельной в зависимости от типа и величины подрезки;

k_{ψ_Z}, k_{η_Z} — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к. п. д. натурной ступени по сравнению с модельной из-за различия их относительных осевых зазоров.

2.2.2. Коэффициенты $k_{\psi_м}$ и $k_{\eta_м}$ учитывают изменение характеристик ступени при работе в составе многоступенчатого компрессора по сравнению с характеристиками изолированной ступени (коэффициенты взаимного влияния). Величины $k_{\psi_м}$ и $k_{\eta_м}$ в основном зависят от степени деформаций эпюр скоростей, давлений и углов потока на входе и выходе промежуточной ступени натурного компрессора по сравнению с эпюрами скоростей исходной ступени при работе на одном и том же режиме. При этом предполагается, что все геометрические параметры натурной и исходной ступеней одинаковы (осевые и радиальные зазоры, удлинение, подрезки и т. д.). Кроме того, для натурной и модельной ступеней $Re > Re_{пред}$ и $\left(\frac{u_н}{\sqrt{T_1^*}}\right)_{нат} = \left(\frac{u_н}{\sqrt{T_1^*}}\right)_{мод}$.

Коэффициенты $k_{\psi_м}$ и $k_{\eta_м}$ находятся из экспериментальных данных, полученных при испытании многоступенчатых компрессоров. Значения $k_{\psi_м}$ и $k_{\eta_м}$ принимаются одинаковыми для всех ступеней многоступенчатого компрессора при работе на всех режимах.

Численные значения $k_{\psi_м}$ и $k_{\eta_м}$ для исследованных лопаточных аппаратов при работе на расчетном и близких к нему режимах даются в табл. 3 приложения 1.

На основании исследований модельных трех-, четырех- и пятиступенчатых осевых компрессоров с лопаточными аппаратами со степенью реактивности 0,5—1,0 и проточными частями I и II типов установлено, что на режиме $\varphi_i^* = \varphi^*_{iопт}$ коэффициенты взаимного влияния обычно имеют следующие значения: $k_{\psi_м} = 0{,}95 \div 0{,}98$, $k_{\eta_м} = 0{,}97 \div 0{,}99$.

2.2.3. Под радиальным зазором S_r понимают расстояние между концом лопатки и корпусом компрессора над рабочими лопатками (или ротором и направляющими лопатками). В качестве S_r обычно берется средняя величина радиальных зазоров данной ступени. Относительный радиальный зазор $\bar{S}_r = \frac{S_r}{l}$ оказывает существенное влияние на напор и к. п. д. ступени. С увеличением относитель-

ного радиального зазора показатели ступени ухудшаются. Для оптимальных режимов работы ступени коэффициенты $k_{\psi_з \bar{l}} = k_{\psi_з} k_{\psi \bar{l}}$ и $k_{\eta_з \bar{l}} = k_{\eta_з} k_{\eta \bar{l}}$, учитывающие изменение напора и к. п. д. натурной ступени из-за различия относительных радиальных зазоров и удлинений лопаток, определяются по эмпирическим формулам:

$$k_{\psi_з \bar{l}} = k_{\psi_з} k_{\psi \bar{l}} = \frac{\psi_{нат}(\bar{S}_r, \bar{l})}{\psi_{мод}(\bar{S}_r, \bar{l})} = \frac{1 - 0{,}045\left(\frac{\bar{S}_r}{\bar{l}}\sqrt{\theta}\right)_{нат}}{1 - 0{,}045\left(\frac{\bar{S}_r}{\bar{l}}\sqrt{\theta}\right)_{мод}}, \qquad (11)$$

$$k_{\eta_з \bar{l}} = k_{\eta_з} k_{\eta \bar{l}} = \frac{\eta_{нат}(\bar{S}_r, \bar{l})}{\eta_{мод}(\bar{S}_r, \bar{l})} = \frac{1 - 0{,}024\left(\frac{\bar{S}_r}{1 - a\bar{l}}\sqrt{\theta}\right)_{нат}}{1 - 0{,}024\left(\frac{\bar{S}_r}{1 - a\bar{l}}\sqrt{\theta}\right)_{мод}}, \qquad (12)$$

где $a = \frac{b}{D_н}$, θ — степень реактивности.

Эмпирические зависимости (11) и (12), полученные для ступеней со степенями реактивности $0{,}5 \leqslant \theta \leqslant 1{,}0$, приведены на черт. 6 и 7 приложения 1.

Так как увеличение $\bar{S}_r$ приводит к снижению напора и к. п. д. ступени, необходимо, чтобы радиальный зазор был минимальным, но при этом должна быть обеспечена безопасная работа лопаточного аппарата. Практика эксплуатации натурных и модельных компрессоров показала, что для безопасной работы лопаточного аппарата стационарных компрессоров с жестким валом необходимо выбирать $\bar{S}_r$ в пределах от 0,5 до 1,0%.

2.2.4. Под осевым зазором S_z понимают осевое расстояние между кромками лопаток соседних венцов на среднем радиусе. Осевой зазор перед рабочим колесом обозначается S_{1z}, за ним — S_{2z}.

Величины относительных осевых зазоров $\bar{S}_{1z} = \frac{S_{1z}}{b_{РК}}$ и $\bar{S}_{2z} = \frac{S_{2z}}{b_{РК}}$ оказывают заметное влияние на аэродинамические (напор и к. п. д.), вибрационные, шумовые характеристики и на осевые размеры ступени.

На черт. 8 приложения 1 представлены кривые изменения напора и к. п. д. ступени в зависимости от величины переднего $\bar{S}_{1z}$ и заднего $\bar{S}_{2z}$ осевых зазоров. Эти зависимости используются для определения поправочных коэффициентов $k_{\psi z}$ и $k_{\eta z}$, учитывающих изменение напора и к. п. д. натурной ступени из-за различия относительных осевых зазоров.

Наибольшее значение к. п. д. и напора ступени на оптимальном режиме $\varphi_1^* = \varphi_{1опт}^*$ достигается при величине переднего осевого зазора $\bar{S}_{1z} = 0{,}5$ и заднего $\bar{S}_{2z} = 0{,}15 \div 0{,}20$, т. е. при $\bar{S}_{1z} + \bar{S}_{2z} =$

=0,65 ÷ 0,7. При фиксированном заднем осевом зазоре уменьшение переднего зазора приводит к уменьшению к. п. д. и напора ступени. При фиксированном переднем осевом зазоре увеличение заднего осевого зазора приводит к уменьшению напора и к. п. д. ступени. Изменение осевых зазоров практически не оказывает влияния на значение оптимального коэффициента расхода и диапазон устойчивой работы ступени.

Малая величина заднего осевого зазора может приводить к усилению вибрации лопаток. Поэтому применение осевых зазоров, меньших 0,15 хорды, возможно только после вибрационных исследований модели.

Шумовые характеристики ступени зависят в первую очередь от величины переднего осевого зазора. Заметное увеличение шума, создаваемого ступенью, начинается при $\bar{S}_{1z} \leqslant 0{,}25$.

Поправки на радиальные и осевые зазоры и удлинение для модельных ступеней даны в табл. 4 приложения 1.

2.2.5. Изменение напора и к. п. д. натурной ступени по сравнению с исходной в зависимости от типа и величины подрезки учитывается коэффициентами $k_{\psi_{\Delta r}}$ и $k_{\eta_{\Delta r}}$.

При сжатии газа в проточной части компрессора его объемный расход уменьшается от всасывания к нагнетанию, в связи с чем заданное заранее изменение осевой составляющей скорости c_z (или коэффициента расхода) по ступеням на расчетном режиме обеспечивается за счет уменьшения торцевой площади на входе в каждую последующую ступень, т. е. путем уменьшения длин ее лопаток. При формировании проточной части многоступенчатого компрессора из одной или нескольких исходных ступеней (в зависимости от принятого типа проточной части) каждая последующая ступень получается из предыдущей ступени данной группы путем удаления (подрезки) части лопатки со стороны втулки (корневая подрезка) или периферии (периферийная подрезка) либо одновременной подрезкой с обоих концов лопатки.

В качестве относительных величин подрезки лопаточного аппарата принимаются соотношения:

для корневой (втулочной)

$$\Delta\bar{r}_{\text{вт}} = \frac{r_{\text{вт}} - r_{\text{вт.исх}}}{r_{\text{р.нат}}} = +2\Delta\bar{r}_{\text{ср}},$$

стр. 93-99

для периферийной

$$\Delta\bar{r}_{\text{н}} = \frac{r_{\text{н}} - r_{\text{н.исх}}}{r_{\text{р.нат}}} = -2\Delta\bar{r}_{\text{ср}},$$

где $r_{\text{р.нат}} = ir_{\text{р.мод}}$ — расчетной радиус проектируемого (натурного) компрессора;

i — коэффициент моделирования;

$r_{\text{вт.исх}}$, $r_{\text{н.исх}}$ — втулочный и периферийный радиусы исходной ступени по атласу, приведенные к масштабу проектируемого компрессора;

$\Delta\bar{r}_{ср} = \bar{r}_{ср} - \bar{r}_{ср.исх}$ — смещение среднего радиуса подрезанной ступени.

При одновременном использовании втулочной и периферийной подрезки имеем

$$\Delta\bar{r}_{ср} = \frac{1}{2}(\Delta\bar{r}_{вт} - \Delta\bar{r}_{п}),$$

откуда следует, что при $|\Delta\bar{r}_{вт}| = |\Delta\bar{r}_{п}|$ $\Delta\bar{r}_{ср} = 0$.

Вызванные подрезкой изменения характеристик ступени с постоянным на расчетном режиме теоретическим напором по высоте лопатки зависят также от распределения c_z и напора по радиусу. Следует иметь в виду, что у всех ступеней, представленных в атласе, на расчетном режиме теоретический напор постоянен или почти постоянен по радиусу.

При подрезке ступеней, спроектированных по закону постоянной циркуляции, для которых $c_z(r) = \text{const}$, происходит изменение их характеристик. Так, при корневой подрезке наклон характеристики к оси абсцисс (φ^*) возрастает, при периферийной — уменьшается. При подрезке ступеней с неравномерным по длине лопатки распределением $c_z = c_z(r)$ в большинстве случаев, кроме изменения наклона напорной характеристики, происходит также смещение характеристик $\psi = \psi(\varphi^*)$ и $\eta = \eta(\varphi^*)$ вправо или влево по оси φ^*. Направление смещения зависит от знака произведения $\frac{d\bar{c}_z}{d\bar{r}}\Delta\bar{r}_{ср}$. В случае, когда $\frac{d\bar{c}_z}{d\bar{r}}\Delta\bar{r}_{ср} < 0$, смещение происходит в сторону меньших расходов, при $\frac{d\bar{c}_z}{d\bar{r}}\Delta\bar{r}_{ср} > 0$ — в сторону бо́льших расходов по сравнению с положением исходной характеристики. Смещение оптимального коэффициента расхода из-за подрезки зависит от индивидуальных свойств ступени (табл. 5 приложения 1). Здесь же даются значения коэффициентов адиабатического напора при $\varphi^* = \varphi^*_{опт}$ для ступеней с подрезкой. Поправка на к. п. д. $k_{\eta_{\Delta r}}$ в зависимости от величины подрезки на оптимальном режиме приведена на черт. 9 приложения 1.

В атласе ступеней для каждой ступени даются значения $k_{\psi_{\Delta r}}$ для различных коэффициентов расхода и величин подрезки.

Опытные данные ЦКТИ и НЗЛ для ступеней К-50-1, К-100-1, К-70-17 и К-100-2л использованы для получения характеристик ступеней с подрезкой.

Для остальных ступеней изменения их характеристик с изменением подрезки даны только для оптимального режима. Эти характеристики получены расчетным путем — численным интегрированием параметров потока по высоте лопатки. При этом принималось условие, что на оптимальном режиме изменения напора, к. п. д. и осевой скорости являются монотонными функциями радиуса.

Высокий к. п. д. компрессора обеспечивается при формировании проточной части из одной или нескольких исходных ступеней, когда величина подрезки лопаток $|\overline{\Delta r}| \leqslant 0{,}2$. Выбирается соответствующая скорость вращения компрессора, и лопаточный аппарат делится на группы ступеней с различными расчетными радиусами.

При создании компрессора с проточной частью типа II может быть применен следующий способ организации проточной части, который позволит получить компрессоры с малыми величинами подрезки.

При расчете компрессора проточная часть делится на несколько групп ступеней так, чтобы односторонняя подрезка лопаточного аппарата каждой группы не превышала $|\overline{\Delta r}| \approx 0{,}1$. Первая группа таких ступеней имеет одностороннюю периферийную подрезку от нуля у первой и до 0,1 у последней. У второй группы ступеней изменяется расчетный диаметр и уменьшается окружная скорость таким образом, чтобы у первой ступени второй группы на периферии рабочего колеса (РК) располагалось сечение $\overline{r} \approx 1$, соответствующее новому значению $D_{\text{н. р}}$ и принятому постоянному диаметру втулки. Корневая подрезка сохраняется одинаковой для всех ступеней данной группы. Изменение площадей проходных сечений последующих ступеней группы осуществляется также с вершины лопаток до $\overline{\Delta r} \approx 0{,}1$. Таким образом могут быть сформированы последующие группы ступеней. Вследствие небольшой двусторонней подрезки лопаточного аппарата наклон к оси φ характеристик промежуточных ступеней такого компрессора изменяется незначительно: происходит некоторое снижение исходной характеристики, вызванное изменением ее к. п. д. в результате подрезки. Указанный способ организации проточной части требует корректировки промежуточного аппарата, расположенного на стыке двух групп ступеней. Корректировка особенно необходима в том случае, если данный способ используется для групп ступеней разного типа.

2.3. Второй поступенчатый расчет

2.3.1. Полученные в результате первого поступенчатого расчета диаметральные размеры сечений и параметры потока подлежат уточнению по следующим причинам:

— диаметры сечений могут оказаться неплавно меняющимися вдоль проточной части и должны быть сглажены;

— в результате сглаживания обводов проточной части получаются новые площади проходных сечений и новые коэффициенты расхода ступеней, а следовательно, и новые значения ψ и η;

— использованные в первом поступенчатом расчете поправочные коэффициенты k_ψ и k_η рассчитаны по параметрам «средней» ступени, в то время как их следует определять для каждой из ступеней по ее фактическим размерам. При этом должны быть окончательно выбраны и проверены хорды и толщины профилей.

2.3.2. Аэродинамические характеристики решеток зависят от их густоты и относительной толщины профилей, абсолютные же зна-

чения хорд и толщин выбираются из конструктивных соображений и определеляются на основании прочностных и вибрационных расчетов.

Густоты решеток b/t натурных ступеней должны выбираться равными (или близкими) густотам модели на тех же относительных радиусах.

2.3.3. В проточной части обычно применяют хорды двух или трех размеров, причем смену размера хорд целесообразно производить начиная с той ступени, где удлинение лопатки снизилось до $\overline{l}=1{,}1\div1{,}5$. Новый размер хорды должен позволить увеличить удлинение лопатки первой ступени данной группы до $\overline{l}=2{,}0\div2{,}5$.

Окончательные размеры хорд устанавливаются после расчета лопаточного аппарата на прочность и вибрацию (пример расчета см. в табл. 6 и 7 приложения 3).

2.3.4. С целью сокращения длины проточной части и веса компрессора, повышения критического числа оборотов ротора и обеспечения достаточно большого удлинения $\overline{l}=l/b$ лопаток последних ступеней желательно ограничивать размеры хорд. Механические характеристики лопаток, когда это позволяет число Маха, могут быть улучшены путем уменьшения толщин профилей у вершины и увеличения их у корня, т. е. лопатка выполняется приблизительно равнопрочной по длине. Размеры хорд при этом также могут увеличиться к корню или сохраняться постоянными, если это требуется по аэродинамическим или технологическим соображениям.

Максимальные относительные толщины рабочих лопаток исходных ступеней ЦКТИ равны 11—16% у корня и 5—8% у периферии (табл. 6 приложения 1). Направляющие лопатки в большинстве случаев имеют постоянную величину $\overline{C}=8\div10\%$.

При умеренных числах M до $M_w\approx0{,}6$ можно рекомендовать увеличивать относительную толщину профилей у корня до 15—18%. При этом хорды и осевые размеры ступеней могут быть существенно сокращены. Некоторое увеличение потерь в проточной части, связанное с увеличением $\overline{C}$, в случае применения коротких лопаток может быть частично (а иногда и полностью) скомпенсировано за счет увеличения их относительной длины. Это относится, главным образом, к лопаткам последних ступеней и к лопаткам компрессоров высокого давления.

2.3.5. При оптимальном угле атаки $i_{опт}$ влияние максимальной относительной толщины профиля на величины углов поворота потока $\Delta\alpha_{опт}$ и коэффициент потерь $\zeta_{кр.\,опт}$ приближенно описывается уравнениями, полученными А. И. Бунимовичем и А. А. Святогоровым экспериментально для решеток профилей типа А-40 (черт. 10 приложения 1):

$$\overline{\Delta\alpha}_{опт}=\frac{(\Delta\alpha_{опт})_{\overline{C}}}{(\Delta\alpha_{опт})_{10\%}}=1-0{,}016\,(10-\overline{C});$$

$$\bar{\zeta}_{\text{кр. опт}} = \frac{(\zeta_{\text{кр. опт}})_{\bar{C}}}{(\zeta_{\text{кр. опт}})_{10\%}} = 1 - 0{,}05\,(10 - C),$$

где $\bar{C}$ выражается в процентах.

Для оптимального угла атаки зависимость $\bar{\zeta}_{\text{кр. опт}}$ от параметра $\Delta\bar{M} = \frac{M}{M_{\text{кр. опт}}} - 1$ при $M < M_{\text{кр. опт}}$ дана на черт. 11 приложения 1. Отметим еще раз, что при высоких числах M_1 величину $\bar{C}$ целесообразно уменьшать, так как это позволяет заметно повысить критическое число $M_{\text{кр}}$ и снизить потери в решетках.

2.3.6. Последовательность вычислений при втором поступенчатом расчете соответствует примеру расчета, приведенному в табл. 3 приложения 3. В отличие от первого поступенчатого расчета размеры площадей сечений проточной части здесь известны заранее, а коэффициенты расхода ступеней определяются при расчете последовательно для каждой ступени. Поправочные коэффициенты $k_{\psi_{\Delta r}}$ на подрезку находятся по графикам для соответствующего типа ступени в зависимости от коэффициента расхода и величины подрезки.

2.3.7. После определения параметров состояния $p^*_{\text{ЛА}}$, $T^*_{\text{ЛА}}$ рабочего тела за последней ступенью находятся уточненные величины степени повышения давления в лопаточном аппарате, адиабатические напор и к. п. д., а также потребляемая компрессором мощность (табл. 3 приложения 3).

2.4. Определение статических давлений и статических температур в проточной части компрессора

2.4.1. После определения полных давлений и температур на входе и выходе каждой ступени рассчитывают средние статические давления p в зазорах между лопаточными венцами. Эти данные нужны, например, для определения осевых усилий, расчета лопаточного аппарата на прочность и т. д. Попутно определяется также статическая температура потока T.

2.4.2. Определение статических давлений производится с помощью газодинамических функций. Порядок расчета показан в табл. 4 и 5 приложения 3.

При определении статических давлений в данном сечении должны быть известны расход воздуха, параметры потока p^* и T^*, диаметры сечений проточной части и угол между направлением потока, выходящего на среднем радиусе из предыдущего венца, и осью машины. Опытные кривые углов выхода потока даны в приложении 2.

По этим данным определяется функция расхода

$$q(\lambda) = \frac{9{,}81G\sqrt{T^*}\cdot 10^{-3}}{mp^*F\cos\alpha_Z},$$

где для воздуха $m = 0{,}3965$, p в кПа.

Таким образом

$$q(\lambda) = 24.74 \frac{G\sqrt{T^*} \cdot 10^{-3}}{p^* F \cos \alpha_Z}.$$

Определив величину $q(\lambda)$, по таблицам газодинамических функций находим функции $\pi(\lambda)$, $\tau(\lambda)$ и статические параметры:

$$p = p^* \pi(\lambda); \quad T = T^* \tau(\lambda).$$

2.4.3. Для лопаточных аппаратов со степенью реактивности $\theta = 1$ статические давления достаточно определить только в сечениях между ступенями. Если пренебречь небольшими потерями в ПНА, то как полное, так и статическое давления можно считать одинаковыми перед ПНА и за ним.

В ступенях с $\theta \neq 1$ статические давления необходимо определять во всех зазорах между венцами.

2.5. Определение параметров компрессора на расчетном режиме

2.5.1. Для определения степени повышения давления в компрессоре и его к. п. д. уточняются параметры потока в сечении на выходе из нагнетательного патрубка.

2.5.2. Плотность потока за лопаточным аппаратом равна $\rho_{ЛА} = \frac{p_{ЛА}}{RT_{ЛА}}$. При скорости потока в этом сечении $c_{ЛА} = c_{zЛА}$ (имеется в виду сечение за спрямляющим аппаратом) потери в нагнетательном патрубке составляют

$$\Delta p_к^* = \zeta_к \left(\frac{\rho c^2}{2}\right)_{ЛА}.$$

Полное давление за компрессором

$$p_к^* = p_{ЛА}^* - \Delta p_к^*.$$

2.5.3. Проверяется соответствие заданию (см. подраздел 1.1) полученной степени повышения полного давления в компрессоре на расчетном режиме:

$$\pi_к^* = \frac{p_к^*}{p_в^*}.$$

2.5.4. Проверяется соответствие заданию полученной величины к. п. д. компрессора:

$$\eta_к = \frac{\Delta T_{ад.к}^*}{\Delta T_к^*}.$$

Здесь

$$\Delta T_{ад}^* = \frac{H_к}{\frac{k}{k-1} R} = T_в^* \left(\pi_к^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right);$$

$$H_к = \frac{k}{k-1} R T_в^* \left(\pi_к^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right);$$

$$\Delta T_к^* = T_к^* - T_в^*.$$

2.6. Определение характеристик компрессора при $0{,}8\bar{n}_р < \bar{n} \leqslant \bar{n}$

2.6.1. Для определения характеристик компрессора на переменных режимах выполняется поступенчатый расчет в той же последовательности, что и для второго поступенчатого расчета.

2.6.2. Расчет характеристик компрессора при относительной скорости $\bar{n}_р = 1{,}0$ выполняется для производительностей, больших и меньших расчетных. Наибольшее отклонение производительности от расчетной выбирается в пределах $\pm\Delta G < (0{,}1 \div 0{,}15)\ G_р$.

2.6.3. При расчете характеристики компрессора при $\bar{n} < \bar{n}_р$ первоначально определяется режим на границе помпажа. Как показано в подразделе 3.2, для этого режима производительность компрессора определяется из выражения

$$G_{помп} = \varphi_у{}^* \rho_1{}^* u_р F_1,$$

где $\varphi_у{}^*$ — коэффициент расхода первой ступени на границе устойчивости;

$u_р$ — окружная скорость на текущем режиме.

Для получения при заданном значении $\bar{n}$ всей изодромы характеристика компрессора определяется в интервале значений G, равных $G = G_{помп} + \Delta G$, где $\Delta G \leqslant 0{,}05 \div 0{,}10\ G_{помп}$.

2.7. Расчет характеристик ступени при изменении углов установки лопаток

2.7.1. В атласе ступеней приведены характеристики модельных ступеней при исходных (расчетных) углах установки лопаток. В некоторых случаях для лучшего удовлетворения условиям задания, а также при регулировании компрессора может потребоваться изменение углов установки лопаток ВНА, РК и ПНА. Для определения характеристик ступени при одновременном изменении углов установки лопаток ВНА, РК и ПНА предлагается метод расчета *, приведенный в приложении 7.

2.7.2. Исходными данными для расчета являются экспериментальные характеристики $\psi = \psi(\varphi)$ и $\eta = \eta(\varphi)$ ступеней с расчетными углами установки лопаток, приведенные в атласе ступеней.

Рассматривается поворот лопаток ВНА (или предшествующего ПНА) на угол $\Delta\alpha_1$, лопаток РК на угол $\Delta\beta$ и лопаток ПНА на угол $\Delta\alpha_2$. При этом принимается, что $\Delta\alpha > 0$ — в случае уменьшения закрутки ВНА и ПНА по вращению рабочего колеса (поворот в сторону увеличения напора), $\Delta\beta > 0$ — в случае уменьшения угла установки лопаток РК β_{bZ} (поворот также в сторону увеличения напора).

2.7.3. Определяется относительный средний радиус ступени $\bar{r}_{ср} = \frac{r_{ср}}{r_р}$.

---

* Метод разработан В. И. Титенским.

2.7.4. Определяется угол выхода потока из ВНА на $\bar{r}_{ср}$ по данным атласа ступеней. Следует иметь в виду, что при закрутке по вращению $\alpha_{1Z} > 0$.

2.7.5. Вычисляется угол выхода потока β_{2Z} из рабочего колеса на среднем радиусе по данным продувок плоских решеток:

$$\beta_{2Z} = \frac{\beta_{2лZ} + 0{,}23\left(\frac{2a}{b}\right)^2 \vartheta \sqrt{\frac{t}{b}}}{1 - 0{,}002\vartheta \sqrt{\frac{t}{b}}}.$$

2.7.6. На исходной характеристике выбирается с определенным интервалом ряд точек (включая границу срыва), для которых осуществляется расчет параметров $(\varphi^*)'$, ψ' и η', относящихся к ступеням с измененными углами установки лопаток.

2.7.7. В точках исходной характеристики, выбранных по коэффициенту расхода φ^*, определяется коэффициент расхода по статическим параметрам:

$$\varphi = \frac{\varphi^*}{\varepsilon(\lambda)},$$

где $\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*}$ определяется из таблиц газодинамических функций по известной величине

$$q(\lambda) = \frac{\varphi^* u_р}{m_{кр}\sqrt{RT_э^*}\cos\alpha_{1Z}}.$$

Здесь $T_э^*$ — температура, при которой получены характеристики ступени. При $k = 1{,}4$ $m_{кр} = 0{,}685$. Соотношение между φ^* и φ при различных коэффициентах скорости $\lambda = \frac{c}{a_{кр}} = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}}$ показано на черт. 12 приложения 1.

2.7.8. Вычисляется коэффициент расхода

$$\varphi' = \frac{\varphi}{1 - \varphi A},$$

где

$$A = \frac{1}{\bar{r}_{ср}}\left[\operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1) + \operatorname{tg}\beta_2 - \operatorname{tg}(\beta_2 - \Delta\beta)\right].$$

В формулах пп. 2.7.8 и 2.7.9 углы отсчитываются от оси Z.

2.7.9. Для этого режима (φ') находятся коэффициент теоретического напора

$$\psi_т' = \frac{\varphi'}{\varphi}\cdot\frac{\psi}{\eta} \qquad (13)$$

и адиабатический к. п. д. ступени

$$\eta' = 1 - \left[\frac{\varphi'}{\varphi''_{\text{РК}}} \cdot \frac{\cos(\beta_1' + \Delta\beta)}{\cos\beta_1'}\right]^2 \frac{\psi_{\text{т}}(\varphi''_{\text{РК}})}{\psi_{\text{т}}'} \cdot \frac{1 - \eta(\varphi''_{\text{РК}})}{2} -$$

$$- \left[\frac{\varphi'}{\varphi''_{\text{ПНА}}} \cdot \frac{\cos(\alpha_2' + \Delta\alpha_2)}{\cos\alpha_2'}\right]^2 \frac{\psi_{\text{т}}(\varphi''_{\text{ПНА}})}{\psi_{\text{т}}'} \cdot \frac{1 - \eta(\varphi''_{\text{ПНА}})}{2}.$$

В этих выражениях:

$$\varphi''_{\text{РК}} = \frac{\bar{r}_{\text{ср}}}{\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}(\beta_1' + \Delta\beta)};$$

$$\beta_1' = \operatorname{arctg}\left[\frac{\bar{r}_{\text{ср}}}{\varphi'} - \operatorname{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1)\right];$$

$$\varphi''_{\text{ПНА}} = \frac{\bar{r}_{\text{ср}}}{\operatorname{tg}(\alpha_2' + \Delta\alpha_2) + \operatorname{tg}\beta_2};$$

$$\alpha_2' = \operatorname{arctg}\left[\frac{\bar{r}_{\text{ср}}}{\varphi'} - \operatorname{tg}(\beta_2 - \Delta\beta)\right];$$

$$\psi_{\text{т}}(\varphi''_{\text{РК}}) = \frac{\psi(\varphi''_{\text{РК}})}{\eta(\varphi''_{\text{РК}})}; \quad \psi_{\text{т}}(\varphi''_{\text{ПНА}}) = \frac{\psi(\varphi''_{\text{ПНА}})}{\eta(\varphi''_{\text{ПНА}})}.$$

Величины $\psi(\varphi''_{\text{РК}})$, $\eta(\varphi''_{\text{РК}})$, $\psi(\varphi''_{\text{ПНА}})$, $\eta(\varphi''_{\text{ПНА}})$ снимаются по характеристике исходной ступени при коэффициентах расхода $\varphi''_{\text{РК}}$ и $\varphi''_{\text{ПНА}}$ соответственно.

2.7.10. Вычисляется действительный коэффициент напора $\psi' = \psi_{\text{т}}'\eta'$.

2.7.11. Определяется коэффициент расхода

$$\varphi^{*\prime} = \varphi'\varepsilon(\lambda), \tag{14}$$

где $\varepsilon(\lambda)$ определяется из таблиц газодинамических функций по известной величине

$$\lambda = \frac{\varphi' u_{\text{р}}}{\cos(\alpha_{1Z} - \Delta\alpha)\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_{\text{э}}^*}}.$$

2.7.12. Граница устойчивой работы ступени с поворотом лопатки определяется из условия

$$D' = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\bar{r}_{\text{н}}}{\varphi^{*\prime}} - \operatorname{tg}\alpha_{1Z\text{н}}\right)^2 + \frac{\psi_{\text{т}}'\bar{t}_{\text{н}}}{2\bar{r}_{\text{н}}\varphi^{*\prime}} - 1}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\bar{r}_{\text{н}}}{\varphi^{*\prime}} - \operatorname{tg}\alpha_{1Z\text{н}} - \frac{\psi_{\text{т}}'}{2\bar{r}_{\text{н}}\varphi^{*\prime}}\right)^2}} = 1{,}45,$$

где средние параметры ступеней $\psi_{\text{т}}'$ и $\varphi^{*\prime}$ определяются по формулам (13) и (14); $\bar{r}_{\text{н}}$, $\bar{t}_{\text{н}}$, $\alpha_{1Z\text{н}}$ — значения относительного радиуса,

относительного шага на периферии РК и угла выхода на периферии лопатки ВНА.

2.7.13. При больших изменениях углов установки в ряде случаев требуется экстраполяция характеристик ступени в сторону уменьшения φ^*, что может быть выполнено приближенно (например, графически).

3. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПРИ $\bar{n} \leqslant 0{,}8$ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦЫ ПОМПАЖА

3.1. Расчет характеристик при низких скоростях вращения

3.1.1. При значительных отклонениях окружной скорости от расчетной коэффициенты расхода ступеней начинают быстро увеличиваться от первой к последней. Начиная с некоторых значений $u_{\text{п}}$ и G первые ступени компрессора работают в области развитых срывов (на левой ветви характеристики), а последняя группа ступеней — на больших отрицательных углах атаки.

Для этой области работы компрессора необходимо с достаточной для практики точностью производить оценку влияния подрезки ступени на ее характеристики в широком диапазоне изменения режимов.

Этим требованиям вполне удовлетворяют обобщенные зависимости, представленные на черт. 13 и 14 приложения 1. Характеристики получены для малых скоростей вращения, где влиянием числа М можно пренебречь.

Указанные обобщенные зависимости в настоящем РТМ используются для расчета характеристик компрессора при малых скоростях вращения. Они позволяют получать характеристики ступени на левой ветви и при больших отрицательных углах атаки. По известным параметрам подрезанных ступеней на оптимальном режиме возможно определить характеристики ступеней во всем диапазоне изменения режимов.

3.1.2. Расчет характеристик при малых скоростях вращения, как и всякий расчет на переменные режимы, включает в себя определение параметров на выходе из компрессора для каждого фиксированного режима.

Исходными данными для такого расчета являются известная геометрия проточной части компрессора, обобщенные характеристики ступеней (черт. 13 и 14 приложения 1), величины $\varphi^*_{\text{опт}}$, $\psi_{\text{опт}}$ и $\eta_{\text{опт}}$ каждой ступени.

Следует отметить, что значения $\varphi^*_{\text{опт}}$, $\psi_{\text{опт}}$, $\eta_{\text{опт}}$ для ступеней, имеющих втулочное отношение, равное втулочному отношению исходных ступеней, находятся по характеристикам исходных ступеней на режиме $\eta = \eta_{\text{макс}}$ (см. приложение 2). Для ступеней, имеющих подрезку ($\Delta\bar{r} \gtrless 0$), оптимальные значения коэффициентов расхода и напора при малых скоростях вращения определяются из табл. 5 приложения 1. Поправочные коэффициенты на к. п. д. в за-

висимости от подрезки на оптимальном режиме берутся из графика черт. 9 приложения 1.

В параметры на оптимальном режиме включаются коэффициенты, учитывающие взаимное влияние ступеней, относительного радиального и осевого зазоров, удлинения лопаток. Эти коэффициенты принимаются такими же, как и для расчетного режима k_φ и k_η.

Таким образом, при поступенчатом расчете компрессора расчетные значения коэффициентов расхода, напора и к. п. д. на оптимальном режиме определяются следующим образом:

$$\varphi^*_{\text{опт.р}} = \varphi^*_{\Delta r\text{опт}}; \quad \psi_{\text{опт.р}} = \psi_{\Delta r\text{опт}} k'_\psi;$$

$$\eta_{\text{опт.р}} = \eta_{\text{опт.исх}} k_\eta,$$

где $\varphi^*_{\Delta r\text{опт}}$ и $\psi_{\Delta r\text{опт}}$ — находятся из табл. 5 приложения 1;

$\eta_{\text{опт.исх}}$ — к. п. д. на оптимальном режиме исходной ступени (см. приложение 2);

$k'_\psi = k_{\varphi\text{з}l} k_{\psi_z} k_{\psi_\text{м}}$ — находится из табл. 2 приложения 3;

$k_\eta = k_{\eta_{\text{з}l}} k_{\eta_{lZ}} k_{\eta_\text{м}} k_{\eta_{\Delta r}}$ — находится из табл. 2 приложения 3;

Коэффициент расхода на границе устойчивости $\varphi^*_{y\Delta r}$ определяется для каждой ступени из табл. 5 приложения 1.

3.1.3. Для каждого фиксированного режима ($\bar{n}$=const и G=const) определяется коэффициент расхода для первой ступени и выполняется поступенчатый расчет следующим образом.

По известным значениям $\varphi^*_{\text{опт}}$, $\psi_{\text{опт}}$, $\eta_{\text{опт}}$ и значению $\bar{r}_{\text{ср}}$ для каждой ступени определяется численное значение величины

$$X = \frac{2\bar{r}^2_{\text{ср}} \eta_{\text{опт}}}{\psi_{\text{опт}}} \left(\frac{\varphi^*_{\text{опт}}}{\varphi^*} - 1 \right)$$

или

$$X = \frac{2\bar{r}^2_{\text{ср}}}{\psi_{\text{т.опт}}} \left(\frac{\varphi^*_{\text{опт}}}{\varphi^*} - 1 \right),$$

где $\psi_{\text{т.опт}} = \frac{\psi_{\text{опт}}}{\eta_{\text{опт}}}$ — коэффициент теоретического напора ступени.

По численной величине X из обобщенных характеристик (черт. 13 и 14 приложения 1) определяются комплексы:

$$Y = \frac{\psi_\text{т} \varphi^*_{\text{опт}}}{\psi_{\text{т.опт}} \varphi^*}; \quad Z = \frac{(1-\eta)(\bar{w}^{*3}_{m.\text{опт}} + \bar{c}^{*3}_{m.\text{опт}}) \varphi^{*2}}{(1-\eta_{\text{опт}})(\bar{w}^{*3}_m + \bar{c}^{*3}_m) \varphi^{*2}_{\text{опт}}},$$

из которых при дальнейшем расчете находятся коэффициент теоретического напора и к. п. д. первой ступени.

Коэффициент теоретического напора первой ступени вычисляется из выражения

$$\psi_\text{т} = Y \frac{\varphi^*}{\varphi^*_{\text{опт}}} \cdot \psi_{\text{т.опт}}.$$

Для определения к. п. д. первоначально подсчитывается вспомогательная величина

$$\sigma = \frac{(\overline{w}_m^{*3} + \overline{c}_m^{*3})\,\varphi_{\text{опт}}^{*2}}{(\overline{w}_{m\,\text{опт}}^{*3} + \overline{c}_{m.\text{опт}}^{*3})\,\varphi^{*2}},$$

где $\overline{w}^*_{m\,\text{опт}}$, $\overline{w}^*_m$, $\overline{c}^*_{m\,\text{опт}}$ и $\overline{c}^*_m$ — относительные и абсолютные средневекторные скорости на оптимальном и текущем режимах соответственно.

Значения этих величин находятся из следующих выражений:

$$\overline{w}^*_m = \left[\frac{\varphi^{*2}}{\overline{r}^2_{\text{ср}}} + \left(1 - \frac{\varphi^*}{\overline{r}_{\text{ср}}}\,\text{ctg}\,\alpha_{1U} - \frac{\psi_{\text{т}}}{4\overline{r}^2_{\text{ср}}}\right)^2\right]^{1/2};$$

$$\overline{c}^*_m = \left[\frac{\varphi^{*2}}{\overline{r}^2_{\text{ср}}} + \left(\frac{\psi_{\text{т}}}{4\overline{r}^2_{\text{ср}}} + \frac{\varphi^*}{\overline{r}_{\text{ср}}}\,\text{ctg}\,\alpha_{1U}\right)^2\right]^{1/2};$$

$$\overline{w}^*_{m\,\text{опт}} = \left[\frac{\varphi^{*2}_{\text{опт}}}{\overline{r}^2_{\text{ср}}} + \theta^2_{\text{опт}}\right]^{1/2};$$

$$\overline{c}^*_{m\,\text{опт}} = \left[\frac{\varphi^{*2}_{\text{опт}}}{\overline{r}^2_{\text{ср}}} + (1 - \theta_{\text{опт}})^2\right]^{1/2}.$$

Здесь α_{1U} — угол натекания потока на среднем радиусе ступени, имеющий положительный знак, если c_{1U} направлена в сторону вращения ротора компрессора; $\theta_{\text{опт}}$ — условная степень реактивности ступени на среднем радиусе. На оптимальном режиме

$$\theta_{\text{опт}} = 1 - \frac{\varphi^*_{\text{опт}}}{\overline{r}_{\text{ср}}}\,\text{ctg}\,\alpha_{1U} - \frac{\psi_{\text{т.опт}}}{4r^2_{\text{ср}}}.$$

При известных значениях $\eta_{\text{опт}}$, σ и комплекса Z определяется к. п. д. ступени из следующего выражения:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_{\text{опт}})\,\sigma Z.$$

Располагая указанными выше величинами, вычисляют коэффициент адиабатического напора ступени

$$\psi = \psi_{\text{т}}\eta.$$

Из полученных соотношений для первой ступени определяется адиабатическая работа сжатия

$$H = \psi\frac{u_{\text{р}}^2}{2},$$

где $u_{\text{р}}$ — скорость вращения для текущего режима на расчетном диаметре.

Затем находятся степень повышения давления и повышение температуры в первой ступени компрессора по обычным формулам (см. пп. 2.1.9—2.1.12) и определяются параметры состояния рабочей среды на входе во вторую ступень.

Далее определяются коэффициент расхода φ^* на входе во вторую ступень и значение комплекса X для нее. В указанной выше последовательности находятся параметры состояния газа на входе в третью и последующие ступени.

На режимах больших отрицательных углов атаки ($\psi<0$ и параметр $X<-0{,}75$) определение параметров за ступенью производится с помощью обобщенной зависимости, представленной на черт. 15 приложения 1. Для этих режимов принято условно $\Delta T^*=0$, т. е. процесс, имеющий здесь место, считается близким к процессу дросселирования.

По известному значению комплекса X перед ступенью определяется значение $\pi^*_{дрос}$ из графика черт. 15 приложения 1 и по нему находятся значения параметров на входе в следующую ступень:

$$p_3^* = p_1^* \pi^*_{дрос};$$

$$T^* = T_1^*.$$

В конечном итоге определяются параметры состояния газа за последней ступенью $p^*_{ЛА}$ и $T^*_{ЛА}$.

Давление на выходе из компрессора, степень повышения давления, к. п. д. компрессора определяются так же, как и для режимов при $\bar{n} \leqslant 1{,}0$. Пример расчета характеристики компрессора при $\bar{n}=0{,}6$ представлен в табл. 1 и 2 приложения 4.

3.2. Определение границы помпажа компрессора

3.2.1. На поле универсальной характеристики компрессора наносится кривая, ограничивающая слева область возможных режимов его работы, которую принято называть границей помпажа. Многочисленные опытные исследования компрессоров свидетельствуют, что в области скоростей вращения $0{,}85 \leqslant \bar{n} \leqslant 1{,}0$ компрессор работает надежно и устойчиво до тех пор, пока коэффициент расхода одной из ступеней не достигнет критического (срывного) значения ($\varphi^*=\varphi_у^*$).

При расчетной окружной скорости, как правило, срывные режимы возникают в последней или средней группе ступеней компрессора. При скоростях вращения, несколько меньших расчетной, срывные режимы возникают в средних ступенях и в первой ступени при режимах $0{,}8<\bar{n}<0{,}9$. Поэтому для этой области граница устойчивой работы многоступенчатого компрессора достаточно точно определяется величиной расхода $G_{помп}$, при которой в одной из ступеней достигается условие $\varphi^*=\varphi_у^*$.

Так, на изодромах, близких к расчетной скорости вращения, для определения $G_{помп}$ рассчитывается несколько точек характеристики компрессора для ряда значений G; по этим данным строят зависимости $\varphi^*=f(G)$ для каждой ступени и экстраполяцией находят $G_{помп}$ по значению $\varphi_у^*$ той ступени компрессора, которая первой достигает этого значения.

Весьма просто находятся $G_{\text{помп}}$ для характеристик компрессора при $0{,}85<\bar{n}<0{,}9$, для которых, как указывалось выше, неустойчивые режимы компрессора определяются срывом потока в первой ступени. Для этих режимов должно удовлетворяться равенство $\varphi_1^*=\varphi_y^*$, из которого следует, что

$$G_{\text{помп}}=\varphi_y^*\rho_1^* u_p F_1=Au_p,$$

где $A=\varphi_y^*\rho_1^* F_1=\text{const}$ для заданных режимов.

3.2.2. Для определения устойчивой работы компрессора при малых скоростях вращения ($\bar{n}<0{,}85$) знание φ_y^* одной из ступеней недостаточно; необходимо учитывать также свойства присоединенной системы.

В настоящем РТМ для определения $G_{\text{помп}}$ на границе устойчивости при $\bar{n}<0{,}85$ используются обобщенные экспериментальные зависимости (черт. 16 приложения 1). Порядок расчета параметров на границе помпажа для этих режимов следующий.

Произвольно выбирается исходный режим на участке характеристики $\bar{n}\approx 0{,}85\div 0{,}9$, где граница помпажа компрессора определяется расходом $G_{\text{помп}}=\varphi_y^*\rho_1^* u_p F_1$ и для которого из поступенчатого расчета известно $\pi^*_{\text{помп}}$.

При известном значении $\pi^*_{\text{помп}}$ на исходном режиме для различных изодром ($\bar{n}=\text{const}$) определяется приближенным способом степень повышения давления вблизи границы помпажа компрессора из следующего выражения:

$$\pi^*_{\text{помп}}=\left[1+\left(\pi^*_{\text{помп.исх}}{}^{\frac{k-1}{k}}-1\right)\bar{n}^a\right]^{\frac{k}{k-1}},$$

где $a=1{,}76+0{,}085\,\pi^*_{\text{исх}}$.

По известным геометрическим соотношениям $\bar{L}=\frac{L_3}{L_1}$; $\bar{V}=\frac{V_3}{V_1}$; $\bar{A}=\frac{A_3}{A_1}$ присоединенной системы и значениям $\pi^*_{\text{помп}}$ для различных $\bar{n}$ определяется вспомогательная величина

$$E=\frac{1+\dfrac{\bar{L}}{\bar{A}\pi_{\text{помп}}^{1/m}}}{\left(1+\bar{V}\pi_{\text{помп}}^{\frac{2-m}{m}}\right)}, \qquad (15)$$

где L_1, A_1, V_1 и L_3, A_3, V_3 — длина, площадь сечения, объем всасывающего и нагнетательного трубопроводов соответственно (черт. 17 приложения 1); m — показатель политропы, принятый для рассматриваемых режимов равным 1,6.

Определяется отношение $\overline{E}=E/E_{исх}$, равное

$$\overline{E}=\frac{\left[1+\overline{V}\left(\pi^*_{помп}\right)^{\frac{2-m}{m}}\right]_{исх}\left[1+\frac{\overline{L}}{\overline{A}\left(\pi^*_{помп}\right)^{1/m}}\right]}{\left[1+\overline{V}\left(\pi^*_{помп}\right)^{\frac{2-m}{m}}\right]\left[1+\frac{\overline{L}}{\overline{A}\left(\pi^*_{помп}\right)^{1/m}}\right]_{исх}}, \qquad (15а)$$

где $E_{исх}$ — значение вспомогательной величины (15) на исходном режиме.

Для заданных скоростей вращения $\overline{n}$ и соответствующих значений $\frac{\pi^*_{помп}}{\pi^*_{помп.исх}}$ из графика черт. 16 приложения 1 определяется значение $\frac{\overline{F'}}{\overline{E}}$.

При известных значениях $\frac{\overline{F'}}{\overline{E}}$ и $\overline{E}$ вычисляется вспомогательная величина

$$\overline{F'}=\left(\frac{\overline{F'}}{\overline{E}}\right)\cdot\overline{E}.$$

На границе помпажа компрессора для заданных скоростей вращения определяется коэффициент расхода первой ступени

$$\varphi^*_{помп}=\varphi^*_{у\,исх}\overline{F'}-0{,}88\varphi^*_{опт}\left(\overline{F'}-1\right),$$

где $\varphi^*_{у\,исх}=\frac{G_{помп.\,исх}}{(\rho_1{}^*u_р)_{исх}F_1}$ — коэффициент расхода первой ступени на исходном режиме;

$\varphi^*_{опт}$ — оптимальное значение коэффициента расхода первой ступени.

Вычисляется производительность компрессора на границе устойчивости для различных $\overline{n}$:

$$G_{помп}=\varphi^*_{помп}F_1\rho_1{}^*u_р,$$

где F_1 — торцовая площадь на входе в первую ступень;

$\rho_1{}^*$ — плотность среды на входе в лопаточный аппарат перед ВНА для данного режима;

$u_р$ — окружная скорость для текущего режима на расчетном диаметре.

Пример расчета границы устойчивости компрессора дан в табл. 3 приложения 4.

3.3. Построение универсальных характеристик компрессора

3.3.1. Характеристики компрессора, или зависимости степени повышения давления и к. п. д. от производительности и скорости вращения, представляются в параметрах подобия, например:

$$\pi^*=\pi^*\left(\frac{G\sqrt{T_в{}^*}}{p_в{}^*},\quad\frac{n}{\sqrt{T_в{}^*}}\right);$$

$$\eta = \eta\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*},\quad \frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)$$

или

$$\pi^* = \pi^*\left(\frac{Q}{\sqrt{T_в^*}},\quad \frac{u_р}{\sqrt{T_в^*}}\right);$$

$$\eta = \eta\left(\frac{Q}{\sqrt{T_в^*}},\quad \frac{u_р}{\sqrt{T_в^*}}\right).$$

Для удобства использования результатов расчета строят так называемые универсальные характеристики компрессора (черт. 18 приложения 1). При этом на изодромы

$$\pi^* = \pi^*\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)$$

при $u/\sqrt{T_в^*} = \text{const}$ с соответствующих кривых $\eta = \eta\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)$ сносятся точки с выбранными значениями к. п. д. Точки с одинаковыми величинами к. п. д. на разных изодромах соединяются плавной кривой. Каждой такой кривой соответствует определенное значение к. п. д.

3.3.2. Наличие характеристики, построенной по критериальным параметрам, позволяет определять новую режимную точку компрессора при измененных начальных условиях.

Если задана скорость вращения компрессора, то при измененных начальных величинах ($p_в^*$) и ($T_в^*$) определяют новые параметры $\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)$ и $\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)$. По численному значению параметра $\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)$ и кривым $\pi^* = \pi^*\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)$ и $\eta = \eta\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)$, соответствующим значению параметра $\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)$, находят новые значения $\pi^{*\prime}$ и η'.

3.3.3. Для использования расчетной характеристики компрессора при более низких температурах, чем расчетная, необходимо произвести расчет дополнительных изодром при $\bar{n} > 1$. Расчет такой характеристики ведется так же, как и при $\bar{n} = 1{,}0$.

3.3.4. Удобно представлять универсальную характеристику в зависимости от безразмерных параметров $\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\Big/\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_р = \overline{\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}}$ и $\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\Big/\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_р = \overline{\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}}$.

Численные значения $G_р$, $p_{в.\,р}$, $T_{в.\,р}$, $n_р$ указываются на характеристиках.

Опытные универсальные характеристики компрессоров приведены на черт. 18—25 приложения 1.

3.3.5. В случае построения универсальных характеристик для моделированных проточных частей целесообразно использовать комплексы $\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^* D^2}$ и $\frac{nD}{\sqrt{T_в^*}}$, которые на подобных режимах должны быть одинаковы для натурных и модельных ступеней:

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^* D^2}\right)_{нат} = \left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^* D^2}\right)_{мод};$$

$$\left(\frac{Dn}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{нат} = \left(\frac{Dn}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод}.$$

4. СОЗДАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НА ОСНОВЕ МОДЕЛЬНЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ

4.1. Метод полного моделирования

4.1.1. Под методом полного моделирования понимается способ создания нового натурного компрессора по данным испытаний геометрически подобного модельного компрессора. Если соблюдаются условия подобия

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{нат} = i^2 \left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод} \qquad (16)$$

и

$$\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{нат} = \frac{1}{i}\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод}, \qquad (17)$$

где $i = \frac{D_{нат}}{D_{мод}}$ — коэффициент моделирования, то у модельного и натурного компрессоров будут практически одинаковыми величины степени повышения давления и к. п. д. как в точке моделирования, так и на других соответственных режимах. При этом должно быть $Re_{нат} > Re_{пред}$, $Re_{мод} > Re_{пред}$, а минимальная длина лопаток в проточной части должна превышать 35 мм при $\frac{l}{b} \geqslant 1$.

4.1.2. При создании нового компрессора методом полного моделирования уже в начале проектных разработок в распоряжении конструктора имеется достаточно достоверная характеристика компрессора, на основе которой можно рассчитывать установки на основной и переменные режимы.

Диапазон параметров G, π^* и n, на которые могут создаваться новые компрессоры по этому методу, зависит от количества типов и параметров имеющихся модельных компрессоров.

При соблюдении соответствующей технологии производства метод полного моделирования позволяет создавать высокоэффективные производные компрессоры с минимальными затратами труда и времени на доводочные работы.

4.2. Приложение теории подобия к расчету осевого компрессора

4.2.1. При создании компрессоров методом полного моделирования в задании на проектирование натурного компрессора даются следующие величины: производительность $G_{нат}$, степень повышения давления $\pi^*_{нат}$, частота вращения $n_{нат}$, к. п. д. $\eta_{нат}$, начальное давление $p^*_{в.нат}$, начальная температура $T^*_{в.нат}$, коэффициент устойчивой работы $k_{у.\,нат}$.

4.2.2. Для заданных условий из известных модельных компрессоров (например, характеристики компрессоров ГТК-10, ПГУ-200, ГТ-700-5, ГТУ-42, ТНА-4, КНД, КСД и КВД ГТ-12-3 на черт. 18—25 приложения 1) выбирают тот, который обеспечивает необходимую степень повышения давления $\pi^*_{нат}$ при указанных в задании (или бо́льших) к. п. д. и коэффициенте устойчивости.

4.2.3. На универсальной характеристике выбранного модельного компрессора проводится прямая $\pi^*_{мод} = \pi^*_{нат}$ (черт. 26 приложения 1). Чтобы удовлетворить условиям задания по η, искомая точка моделирования должна лежать на отрезке AB этой прямой, который находится в области $\eta \geqslant \eta_{нат}$.

4.2.4. Условия получения заданной производительности $G_{нат}$ и заданной скорости вращения $n_{нат}$ по формулам (16) и (17) могут быть одновременно удовлетворены только в одной точке рассматриваемого отрезка AB. Положение этой точки может быть определено из соотношения

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод} = \left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{нат}\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{нат}$$

или из вытекающего из него выражения

$$(Gn^2)_{мод} = (Gn^2)_{нат}\,\frac{T^*_{в.мод}}{T^*_{в.нат}}\cdot\frac{p^*_{в.мод}}{p^*_{в.нат}}.$$

4.2.5. Подбор значений $G_{мод}$, $n_{мод}$, соответствующих точке моделирования, можно производить, например, следующим образом.

Определяя для точек отрезка AB (например, точек A, B, C, D на черт. 26 приложения 1) величину $\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод}$ и построив по ней вспомогательную кривую $\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод} = f\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}$ (см. черт. 27 приложения 1), находим точку пересечения этой кривой с прямой $\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод} = \left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{нат} \times \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{нат}$. Комплекс, стоящий в правой части этого равенства, вычисляется по заданным параметрам натурного компрес-

сора. Полученная точка пересечения является точкой моделирования.

4.2.6. Найденная точка моделирования обеспечивает получение заданных параметров $n_{нат}$, $G_{нат}$, $\pi^*_{к.нат}$, $\eta_{нат}$ при начальных условиях $p^*_{в.нат}$, $T^*_{в.нат}$. Затем проверяется соответствие заданного значения $k_{у.зад}$ полученному для натурного компрессора $k_{у.нат}$. Для этого на изодроме модельного компрессора, проходящей через точку моделирования, находится значение $k_{у.нат}$. Если $k_{у.нат} \geqslant k_{у.зад}$, то условия задания по $k_у$ выполнены.

4.2.7. Коэффициент моделирования $i = \frac{D_{нат}}{D_{мод}}$ определяется из равенства

$$i = \sqrt{\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{нат} \left(\frac{p_в^*}{G\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод}},$$

причем величины $G_{мод}$, $p^*_{в.мод}$, $T^*_{в.мод}$ берутся для выбранной точки моделирования.

4.2.8. В ряде случаев может оказаться, что на отрезке AB прямой $\pi^* = \pi^*_{нат}$ нельзя одновременно обеспечить заданную производительность $G_{нат}$ и частоту вращения ротора $n_{нат}$. В этих случаях на базе выбранной модели нельзя создать натурный компрессор на заданные параметры.

Пример использования метода моделирования дается в приложении 5.

5. СОЗДАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА ПУТЕМ КОМПОНОВКИ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ

5.1. Выбор модели и точки моделирования

5.1.1. Во многих случаях, пользуясь методом полного моделирования, невозможно для натурного компрессора одновременно обеспечить требуемые величины частоты вращения, производительности и степени повышения давления. Очевидно, что степень повышения давления создаваемого компрессора не может превосходить значения, полученного на модели.

Выполненные в ЦКТИ, ЛКИ и на НЗЛ теоретические и экспериментальные исследования позволили предложить обоснованный способ создания натурных компрессоров, значительно расширяющий возможности использования результатов, полученных на моделях. Сущность этого способа излагается ниже.

5.1.2. Из имеющихся модельных компрессоров выбирается тот, у которого наиболее близка к заданию степень повышения давления и достаточно высок к. п. д.

5.1.3. Точка моделирования на универсальной характеристике модели выбирается подбором на основании вариантных расчетов. От ее выбора существенно зависят габариты создаваемого компрессора, количество ступеней в нем и его к. п. д.

Точка моделирования должна выбираться в области высоких к. п. д. и степеней повышения давления с достаточным удалением от границы помпажа.

На универсальной характеристике модели в области высоких к. п. д. проводится прямая, соединяющая на изодромах точки, удовлетворяющие условию $k_у = k_{у.\,нат}$. На этой линии или ниже ее выбирается точка моделирования, в которой снимаются безразмерные параметры

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}; \quad \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод}; \quad \pi^*_{мод}; \ \eta_{мод}.$$

5.1.4. Зная величины $\left(\frac{G_р\sqrt{T^*_{р.в}}}{p^*_{р.в}}\right)_{мод}$, $\left(\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{р.в}}}\right)_{мод}$ на расчетном режиме модели при $n_р$, $p^*_{р.в}$, $T^*_{р.в}$, определяют численные значения параметров в выбранной точке моделирования:

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод} = \left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}\left(\frac{G_р\sqrt{T^*_{р.в}}}{p^*_{р.в}}\right)_{мод};$$

$$\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод} = \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод}\left(\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{р.в}}}\right)_{мод},$$

а затем находят $G_{мод}$ и $n_{мод}$ по известным $p^*_{р.в.нат}$ и $T^*_{р.в.нат}$ в предположении, что параметры перед патрубками натурного и модельного компрессоров одинаковы: $p^*_{р.в.нат} = p^*_{в.мод}$; $T^*_{р.в.нат} = T^*_{в.мод}$.

5.2. Обеспечение заданной производительности

5.2.1. Если производительность отмоделированного компрессора будет меньше требуемой, то при фиксированных размерах первой ступени и определенной окружной скорости она может быть увеличена только путем изменения параметров состояния рабочего тела на входе в первую ступень. Это осуществляется установкой дополнительной группы ступеней перед отмоделированной проточной частью.

Эта группа ступеней называется предвключенной, или первой группой ступеней. Проточная часть отмоделированного натурного компрессора именуется второй группой ступеней. На черт. 28 приложения 1 предвключенная группа ступеней обозначена буквой *А*, вторая группа — буквой *Б*. Для наглядности эти группы ступеней смещены.

5.2.2. Кроме заданной величины производительности первая группа ступеней должна обеспечить работу второй группы ступеней в выбранной точке моделирования. Удовлетворить этим условиям можно только при вполне определенных характеристиках первой группы ступеней, которые находятся следующим образом:

а) предварительно задается политропический к. п. д. предвключенной группы ступеней $\eta_{пол}$ и для нее определяется величина показателя политропы из равенства

$$m = \frac{3{,}5\eta_{1пол}}{3{,}5\eta_{1пол} - 1}$$

Для предварительных расчетов политропический к. п. д. предвключенной группы ступеней принимается равным $\eta_{1пол} = 0{,}89 \div 92$;

б) параметры воздуха на входе в первую ступень модельного компрессора (при работе без предвключенных ступеней) и в первую ступень натурного компрессора принимаются одинаковыми (т. е. потери в натурном и модельном патрубках одинаковы; см. также п. 5.1.4): $T^*_{1нат} = T^{*\prime}_{1мод}$, $p^*_{1нат} = p^{*\prime}_{1мод}$, где знаком $'$ обозначены параметры на входе во вторую группу ступеней;

в) определяется масштабный множитель для второй группы ступеней из равенства

$$i = \left[\left(\frac{G_{нат}}{G_{мод}}\right)^{\frac{m-1}{m+1}} \cdot \frac{n_{мод}}{n_{нат}}\right]^{\frac{m+1}{3m-1}};$$

г) вычисляется степень повышения давления в предвключенной группе ступеней

$$\pi_1{}^* = \left(\frac{G_{нат}}{G_{мод}} \cdot \frac{1}{i^2}\right)^{\frac{2m}{m+1}}$$

и проверяется, обеспечивается ли при этих значениях i, π^*_1 и m заданная частота вращения натурного компрессора:

$$n_{нат} = (\pi_1{}^*)^{\frac{m-1}{2m}} \cdot \frac{n_{мод}}{i}.$$

5.2.3. Предвключенная группа ступеней в общем случае может быть образована из ступеней того же типа, что и вторая группа или из ступеней другого типа. В последнем случае между первой и второй группами ступеней устанавливается специально спроектированный переходный направляющий аппарат, предназначенный для переформирования потока, выходящего из первой группы, в поток с нужным распределением параметров на входе в первое рабочее колесо второй группы ступеней.

Следует также иметь в виду, что концевая ступень первой группы должна иметь размеры, позволяющие осуществить плавные обводы меридионального канала проточной части компрессора.

Если производительность получится больше заданной, то для выполнения условия $G_{нат} = G_{р.\,нат}$ необходимо удалить первые ступени.

5.3. Обеспечение заданной степени повышения давления

5.3.1. Создавать компрессоры по предлагаемому способу целесообразно только в том случае, если количество предвключенных

ступеней будет меньше половины числа ступеней создаваемого компрессора.

Если заданная производительность компрессора обеспечивается при степени повышения давления в первой группе ступеней π_1^* и отмоделированная вторая группа ступеней имеет степень повышения давления π_2^*, то общая степень повышения давления проточной части создаваемого компрессора будет равна $\pi^*_{ЛА} = \pi_1^* \pi_2^*$.

5.3.2. Степень повышения давления проточной части может оказаться больше или меньше заданной:

а) если она превосходит заданную величину $\pi^*_{ЛА\,р}$, то выполнение условия $\pi^*_{ЛА} = \pi^*_{ЛА\,р}$ осуществляется путем снятия нужного числа концевых ступеней второй группы. Необходимая степень повышения давления во второй группе ступеней определится из равенства

$$\pi_2^{*\prime} = \pi_2^* \frac{\pi^*_{ЛА\,р}}{\pi^*_{ЛА}};$$

б) если степень повышения давления проточной части будет меньше заданной, то ее обеспечение осуществляется добавлением ко второй группе нужного количества концевых ступеней. Степень повышения давления добавляемых ступеней определится из равенства

$$\pi_3^* = \frac{\pi^*_{ЛАр}}{\pi^*_{ЛА}}.$$

Эти ступени должны быть того же типа, что и у модельного компрессора.

5.3.3. При определении величины π_2^* по универсальной характеристике компрессора необходимо иметь в виду следующее. На универсальных характеристиках стационарных компрессоров указываются степень повышения давления компрессора и его к. п. д. с учетом потерь в патрубках. Поэтому снятые с универсальной характеристики модельного компрессора значения $\pi^*_{2к} = \frac{p_к^*}{p_в^*}$ и η в точке моделирования будут меньше этих же величин для проточной части $\pi^*_{2ЛА}$ и η_2.

Степень повышения давления проточной части модельного компрессора будет равна

$$\pi^*_{2ЛА} = \frac{p^*_{2ЛА}}{p_1^{*\prime}},$$

где $p_1^{*\prime} = p_в^* - \Delta p_в^*$; $p^*_{2ЛА} = p_к^* + \Delta p_к^*$; $\Delta p_в^* = \zeta_в \rho \frac{c_1^2}{2}$; $\Delta p_к^* = \zeta_к \rho_{ЛА} \frac{c^2_{ЛА}}{2}$.

5.4. Определение к. п. д. компрессора

5.4.1. Из расчета проточной части предвключенной группы сту-

пеней компрессора возьмем значения к. п. д. η_1 и степени повышения давления π_1^*.

Поскольку на универсальной характеристике модели нанесены значения к. п. д. с учетом потерь в патрубках, то значение к. п. д., снятое в точке моделирования, будет меньше к. п. д. проточной части второй группы ступеней.

К. п. д. проточной части второй группы ступеней может быть определен из равенства

$$\eta_{2ЛА} = \eta_{2к} + \frac{\Delta H}{H_{2ЛА}}.$$

Здесь $\eta_{2к}$ — значение к. п. д., снятое с универсальной характеристики;

ΔH — потери напора во всасывающем и нагнетательном патрубках;

$H_{2ЛА}$ — напор в проточной части второй группы ступеней.

5.4.2. Коэффициент полезного действия проточной части натурного компрессора определяется из равенства

$$\eta_{ЛА} = \frac{\eta_{1ад}\eta_{2ЛА}\left[\left(\pi^*_{ЛА}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{\eta_{2ЛА}\left[\left(\pi_1^*\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + \eta_{1ад}\pi_1^{*\frac{m-1}{m}}\left[\left(\pi^*_{2ЛА}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}.$$

5.4.3. По известным величинам ζ_1 и ζ_2 для патрубков натурного компрессора вычисляются потери напора в них $\Delta H_{пат}$. Зная действительный напор проточной части (действительную удельную работу сжатия), определяют величину

$$\Delta\eta = \frac{\Delta H_{пат}}{H_{тЛА}},$$

где

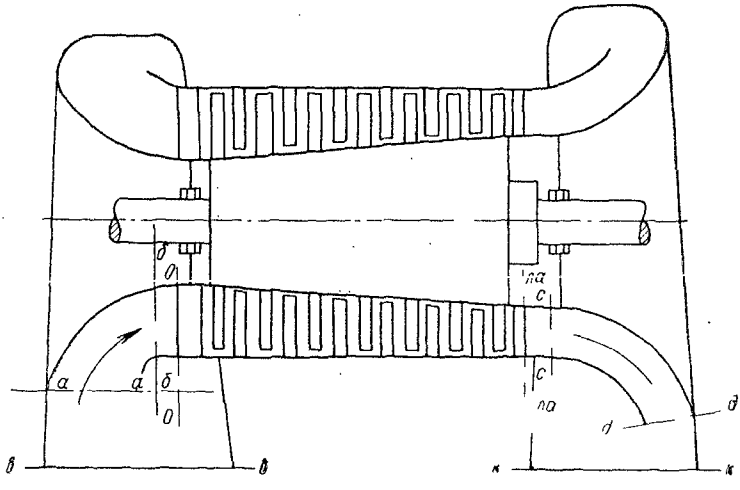
$$H_{тЛА} = \frac{H_{ЛА}}{\eta_{ЛА}}.$$

5.4.4. Определяют к. п. д. компрессора из равенства $\eta_к = \eta_{ЛА} - \Delta\eta$. Пример расчета дается в приложении 6.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ЧЕРТЕЖИ И ТАБЛИЦЫ К АЭРОДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ КОМПРЕССОРА

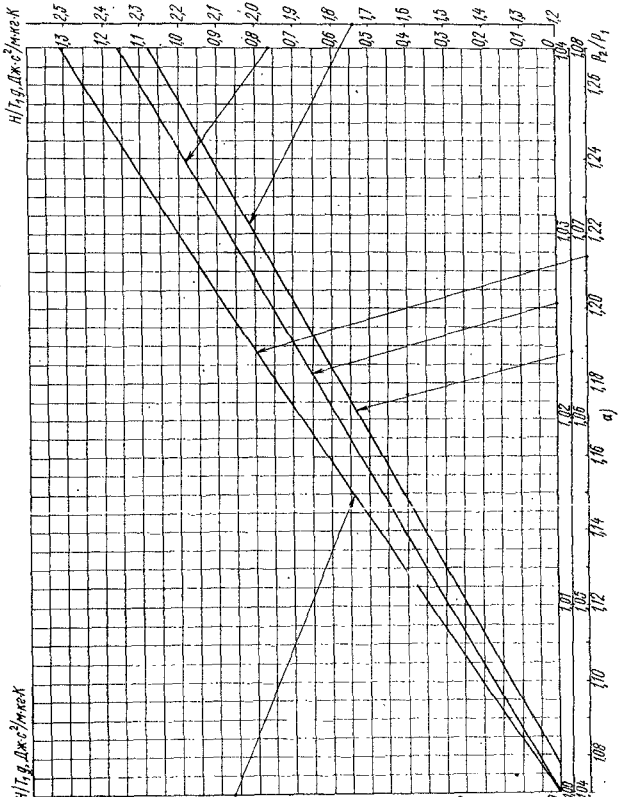
Проточная часть многоступенчатого компрессора

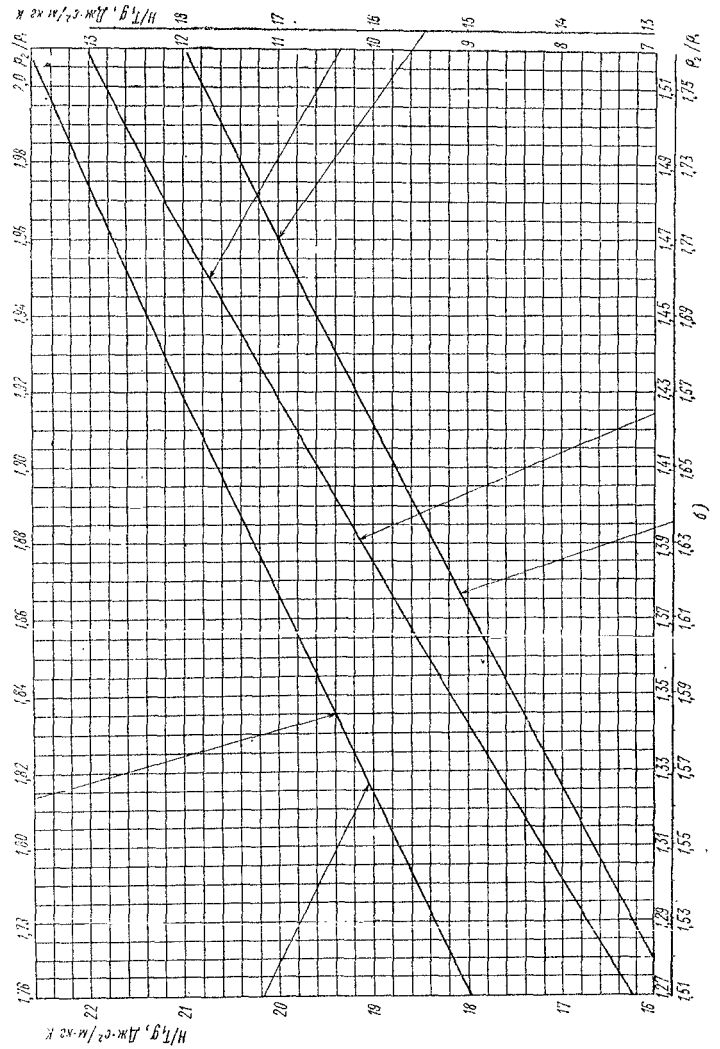


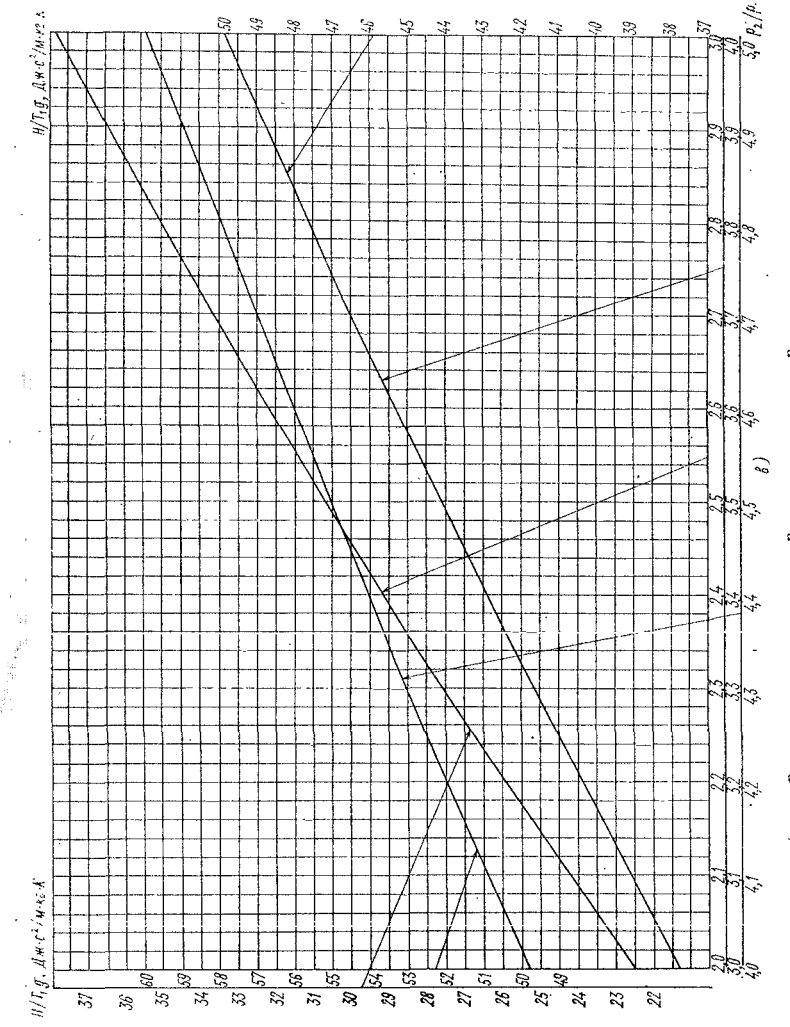
а — а, *б — б* — конфузор; *в — в* — срез всасывающего патрубка; 0 — 0 — сечение перед ВНА; ла - - ла — сечение на выходе из спрямляющего аппарата; *с — с*, *д — д* — диффузор; *к — к* — срез нагнетательного патрубка

Черт. 1

Зависимости $\frac{H}{T_1 g}$ от $\frac{p_2}{p_1}$ при $k=1{,}4$ и $R \approx 287{,}1$ Дж/кг · К $\left(29{,}27 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{град}}\right)$



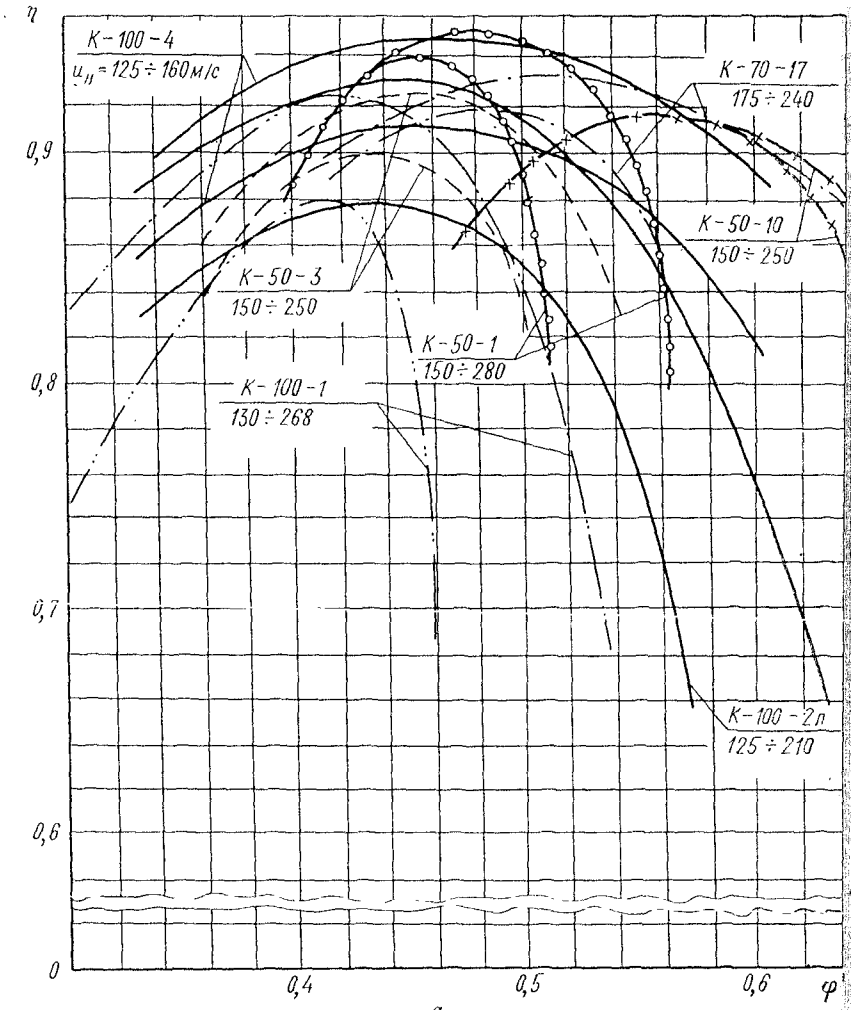

H/T₁g, Дж·с²/м·кг К
H/T₁g, Дж·с²/м·кг К
P₂/P₁
P₂/P₁
б)



а — $\frac{p_2}{p_1}$ от 1,0 до 1,27; б — $\frac{p_2}{p_1}$ =1,27÷2,0; в — $\frac{p_2}{p_1}$ от 2,0 до 5,0

Черт. 2

Аэродинамические характеристики

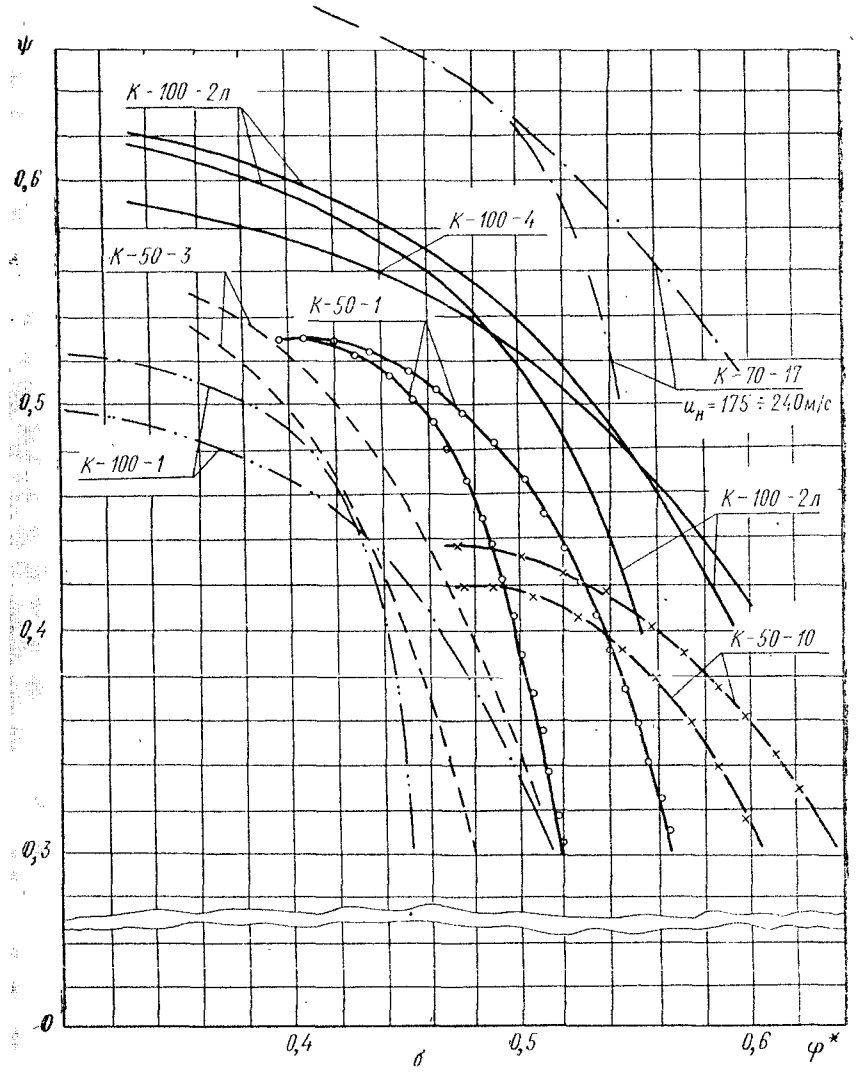


а

а — зависимость к. п. д. от коэффициента расхода;

Черт. 3

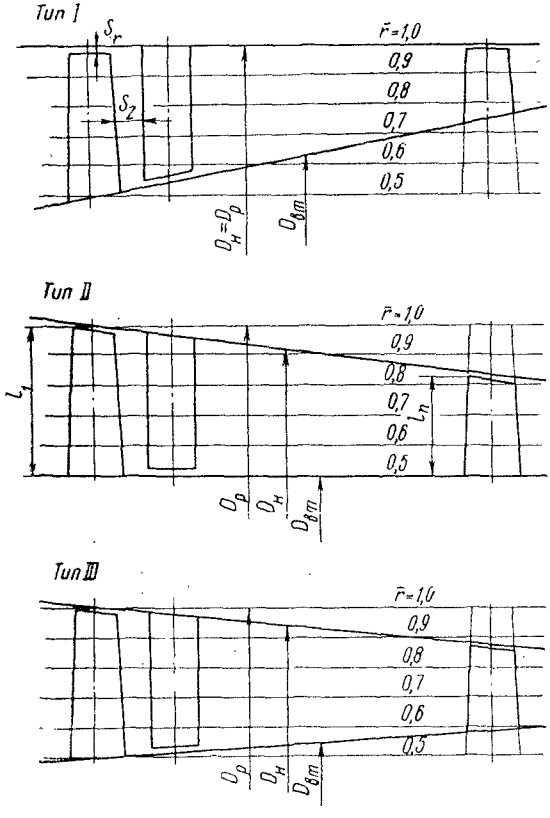
исходных модельных ступеней ЦКТИ



б

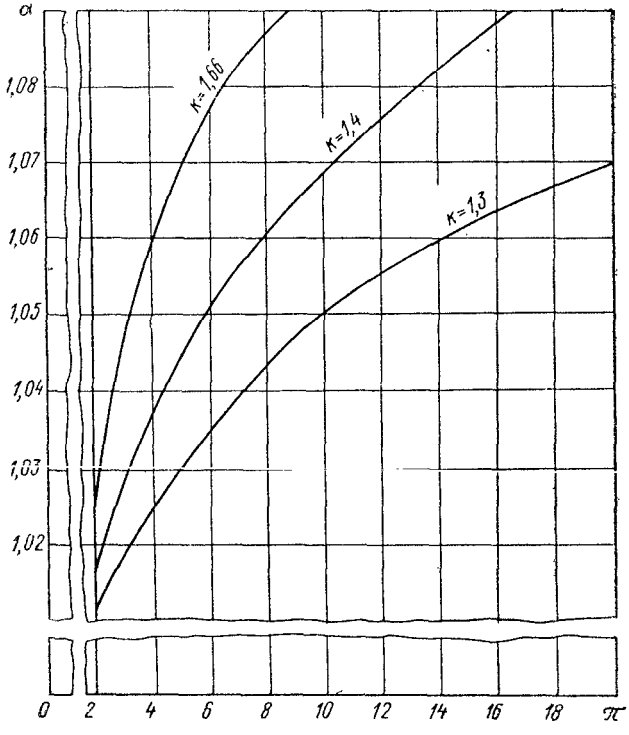
б — зависимость коэффициента напора от коэффициента расхода

Основные типы проточных частей осевых компрессоров



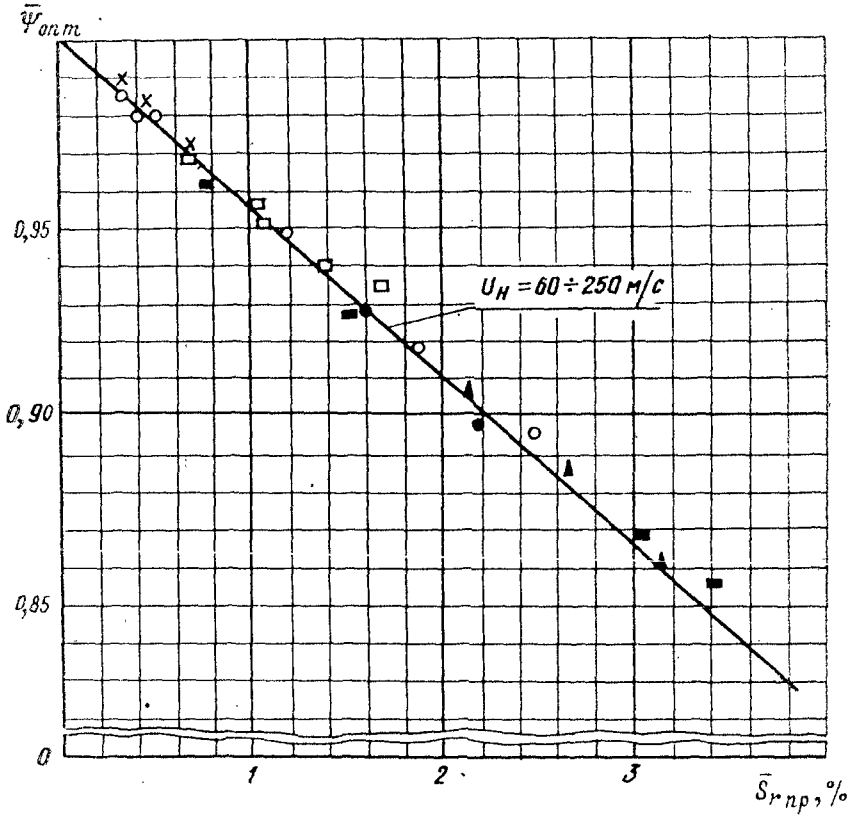
Черт. 4

Зависимость коэффициента затраты работы α от степени повышения давления в компрессоре π при показателе аднабаты $k=1,3 \div 1,66$



Черт. 5

Зависимость относительного изменения коэффициента напора ступеней от комплекса $\overline{S}_{r\,пр}$ при $Re > 2 \cdot 10^5$; $M < M_{кр}$

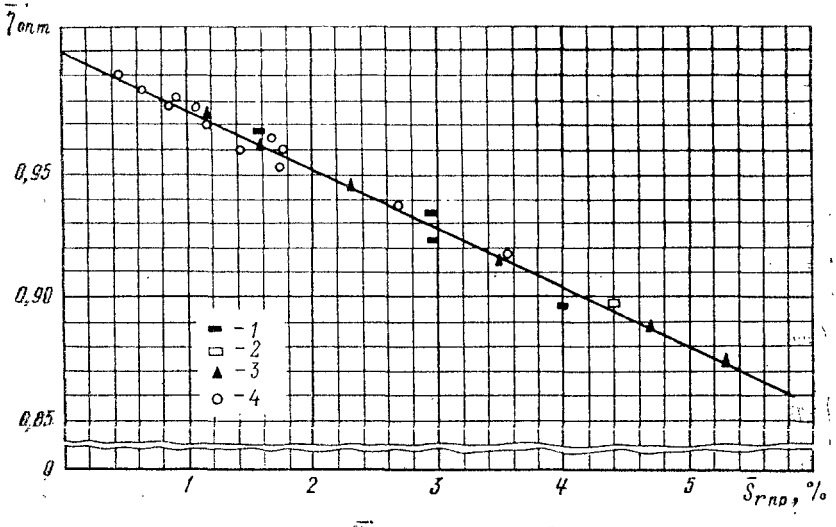


$$S_{r\,пр} = S_r \frac{\sqrt{\eta}}{\overline{l}}; \quad \overline{\Psi}_{опт} = \frac{\Psi_{опт}}{(\Psi_{опт})_{S_r=0}}$$

Коэффициент напора при нулевом радиальном зазоре определен экстраполяцией

Черт. 6

Зависимость относительного изменения к. п. д. ступеней от комплекса $\overline{S}_{r\,пр}$ при $u_н = 60 \div 250$ м/с; $Re > 2 \cdot 10^5$; $M < M_{кр}$



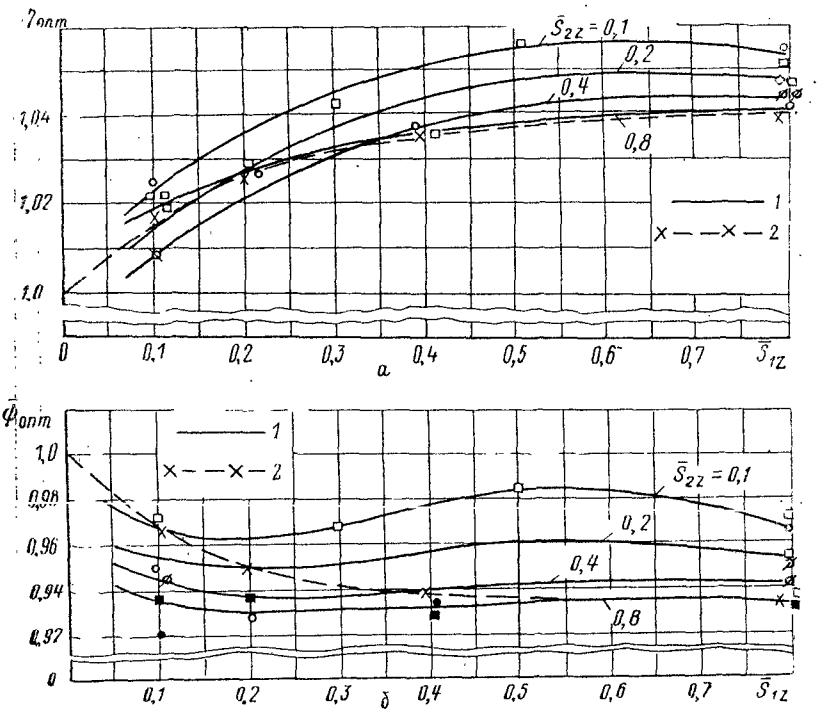
$$\overline{S}_{r\,пр} = \overline{S}_r \frac{\sqrt{\theta}}{1 - \frac{b}{D_н}\overline{l}}; \quad \overline{\eta}_{опт} = \frac{\eta_{опт}}{(\eta_{опт})_{S_r = 0}}$$

Коэффициент полезного действия при нулевом радиальном зазоре определен экстраполяцией

1—4 — экспериментальные значения

Черт. 7

Зависимость относительного изменения к. п. д. (*а*) и коэффициента напора (*б*) модельных ступеней от величин переднего ($\overline{S}_{1Z}$) и заднего ($\overline{S}_{2Z}$) относительных осевых зазоров

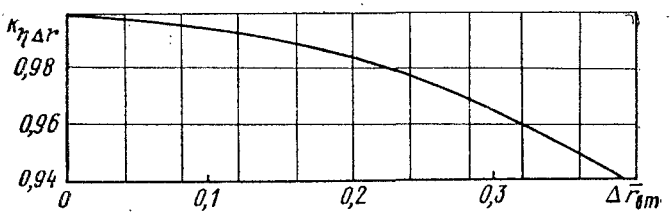


1 — ступени К-50-1 и К-100-4 при $\overline{S}_{1Z} \neq \overline{S}_{2Z}$; *2* — ступени К-50-1, К-100-1 и К-100-4 при $\overline{S}_{1Z} = \overline{S}_{2Z}$; $\overline{\eta}_{опт} = \frac{\eta_{опт}}{(\eta_{опт})_{\overline{S}_{1Z}=\overline{S}_{2Z}=0}}$; $\overline{\psi}_{опт} = \frac{\psi_{опт}}{(\psi_{опт})_{\overline{S}_{1Z}=\overline{S}_{2Z}=0}}$

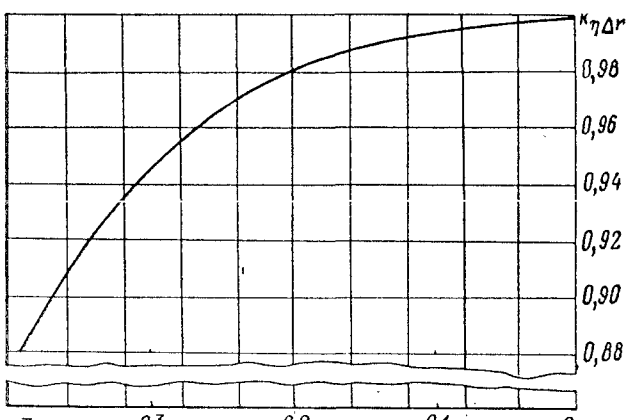
К. п. д. и коэффициент напора при нулевых переднем и заднем осевых зазорах определены экстраполяцией кривых *2*

Черт. 8

Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение к. п. д. ступеней К-50-1, К-50-3, К-50-5, К-50-10, К-70-17, К-100-1, К-100-2л и К-100-4 на оптимальных режимах, от корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезок



а

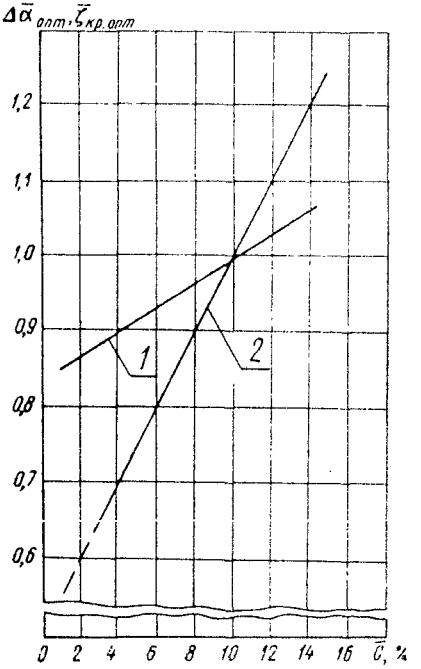


б

$$\Delta\bar{r}_{н}=\frac{D_{н}-D_{н.исх}}{D_{н.исх}};\quad \Delta\bar{r}_{вт}=\frac{D_{вт}-D_{вт.исх}}{D_{н.исх}};\quad k_{\eta\Delta\bar{r}}=\frac{\eta_{опт}}{\eta_{опт.исх}}$$

Черт. 9

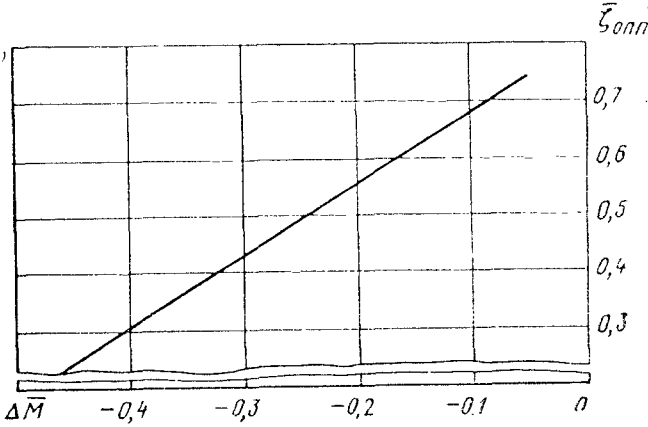
Зависимость относительного изменения угла поворота потока $\Delta\overline{\alpha}_{опт}$ и коэффициента потерь $\overline{\zeta}_{кр.опт}$ на оптимальном угле атаки от толщины профиля



1 — $\Delta\overline{\alpha}_{опт} = \frac{(\Delta\alpha_{опт})_{\overline{C}}}{(\Delta\alpha_{опт})_{10\%}}$ — отношение $\Delta\alpha_{опт}$ при текущем значении $\overline{C}$ к $\Delta\alpha_{опт}$ при $\overline{C}=10\%$; 2 — $\overline{\zeta}_{кр.опт} = \frac{(\zeta_{кр.опт})_{\overline{C}}}{(\zeta_{кр.опт})_{10\%}}$ — отношение $(\zeta_{кр.опт})_{\overline{C}}$ при текущем значении $\overline{C}$ к $\zeta_{кр.опт}$ при $\overline{C}=10\%$

Черт. 10

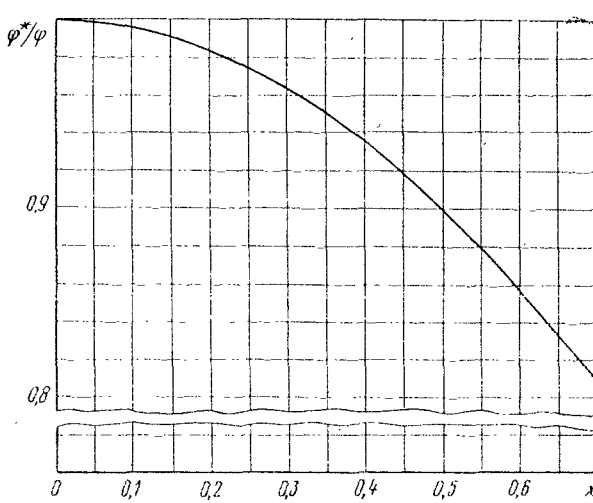
Зависимость относительного изменения в решетке профилей коэффициента потерь $\bar{\zeta}_{опт}$ на оптимальном угле атаки от относительного приращения числа Маха $\Delta\bar{M}$



$$\bar{\zeta}_{опт}=\frac{\zeta_{опт}}{\zeta_{кр.опт}};\quad \Delta\bar{M}=\frac{M}{M_{кр.опт}}-1$$

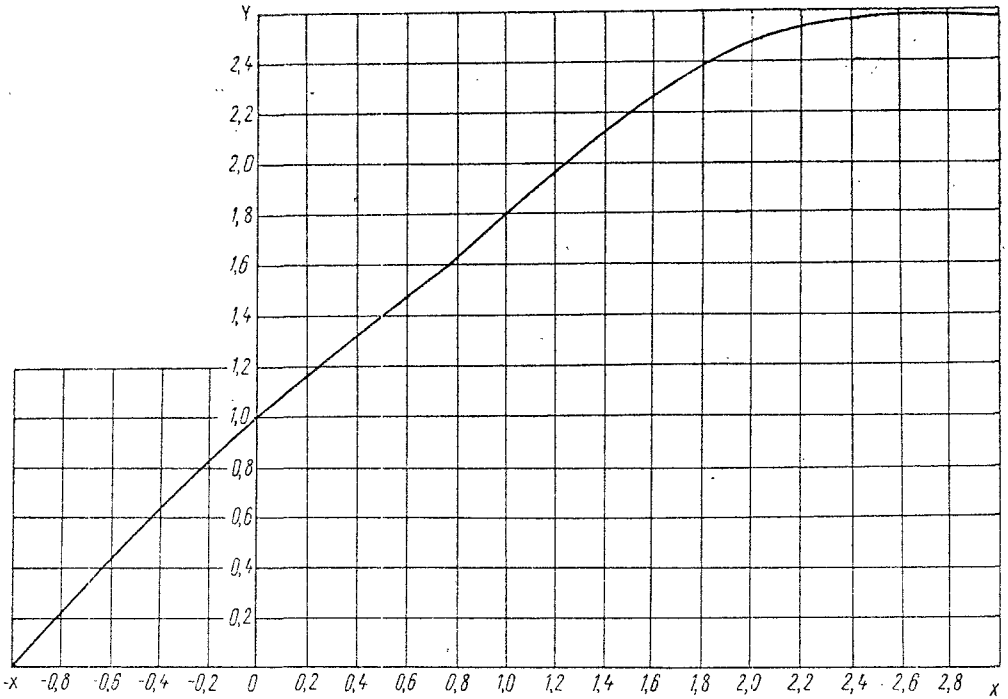
Черт. 11

Зависимость отношения коэффициентов расхода φ^*/φ от коэффициента скорости λ при $T=288$К, $\alpha=90°$



Черт. 12

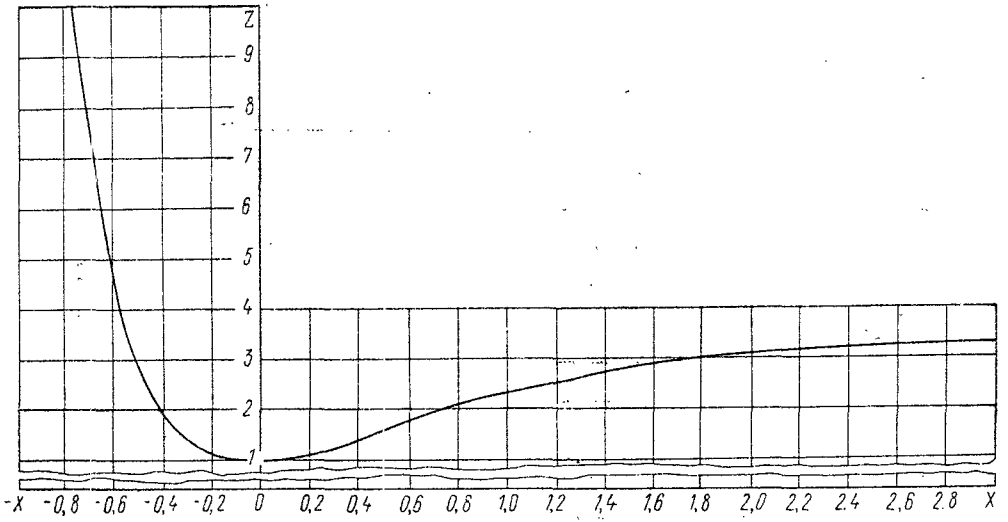
Обобщенная кривая коэффициентов напора для правой ($X=-1\div 0$) и левой ($X=0\div 3$) ветвей аэродинамических характеристик модельных ступеней



$$X=\frac{2\bar{r}^2_{ср}}{\psi_{т.опт}}\left(\frac{\varphi^*_{опт}}{\varphi^*}-1\right);\quad Y=\frac{\psi_т\varphi^*_{опт}}{\psi_{т.опт}\varphi^*}$$

Черт. 13

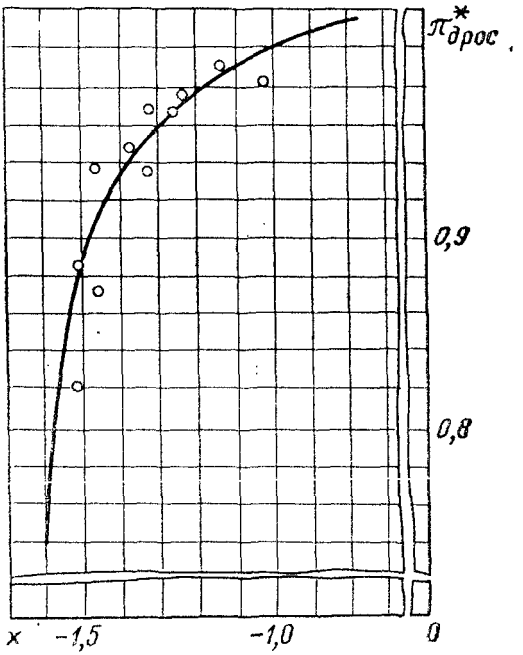
Обобщенная кривая к. п. д. для правой ($X=-1\div 0$) и левой ($X=0\div 3$) ветвей аэродинамических характеристик модельных ступеней



$$X=\frac{2\bar{r}^2_{\text{ср}}}{\psi_{\text{т.опт}}}\left(\frac{\varphi^*_{\text{опт}}}{\varphi^*}-1\right);\qquad Z=\frac{(1-\eta)\left(\bar{w}^{*3}_{m.\text{опт}}+\bar{c}^{*3}_{m.\text{опт}}\right)\varphi^{*2}}{(1-\eta_{\text{опт}})\left(\bar{w}^{*3}_{m}+\bar{c}^{*3}_{m}\right)\varphi^{*2}_{\text{опт}}}$$

Черт. 14

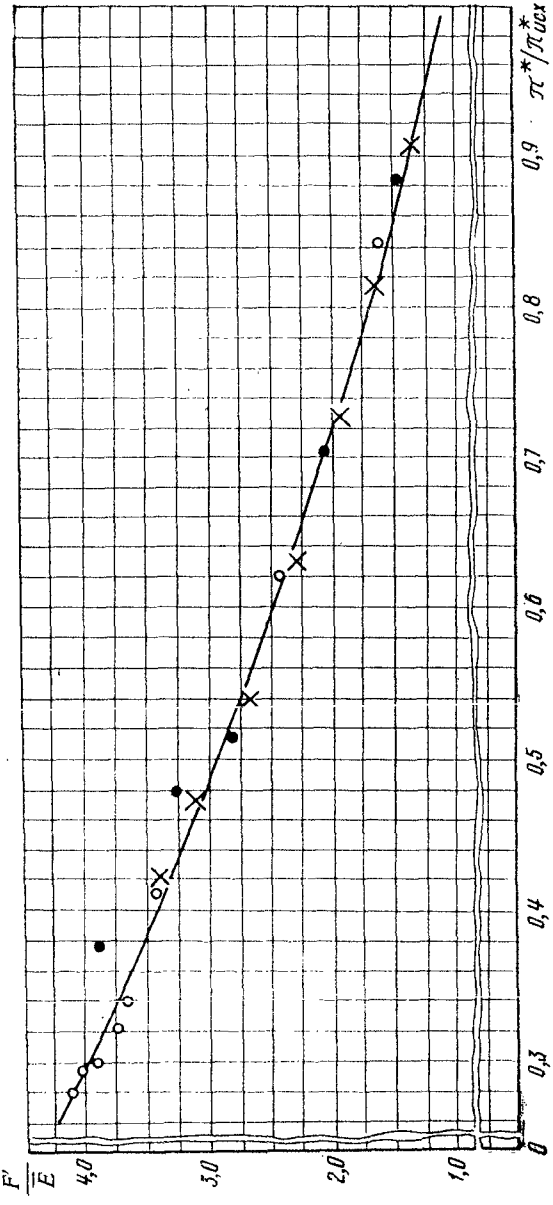
Степень понижения давления в ступени, работающей на режимах торможения



$$X = \frac{2\bar{r}^2_{ср}}{\psi_{т.опт}}\left(\frac{\varphi^*_{опт}}{\varphi^*} - 1\right); \qquad \pi^*_{дрос} = \frac{p_3^*}{p_1^*}$$

Черт. 15

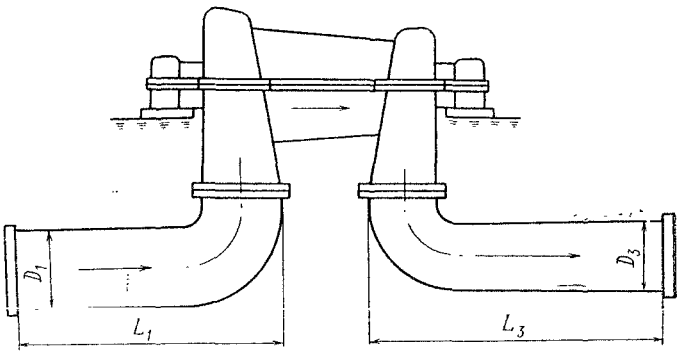
К определению массовой производительности компрессора на границе устойчивой работы при $\bar{n}<0{,}85$



$\bar{n}=\frac{n}{n_{опт}}$; $\bar{E}$ — определяется по формуле (15а) $\bar{F}=\left(\frac{\bar{F}}{\bar{E}}\right)\bar{E}$

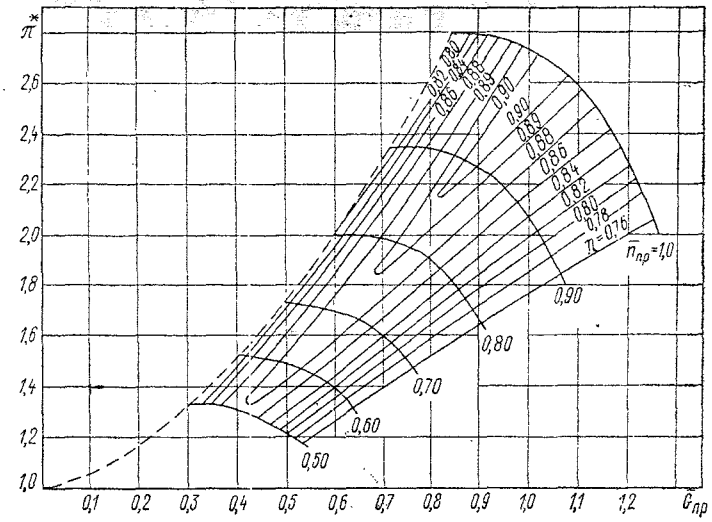
Черт. 16

Схема компрессорной установки



Черт. 17

Универсальная характеристика компрессора низкого давления ГТ-12-3

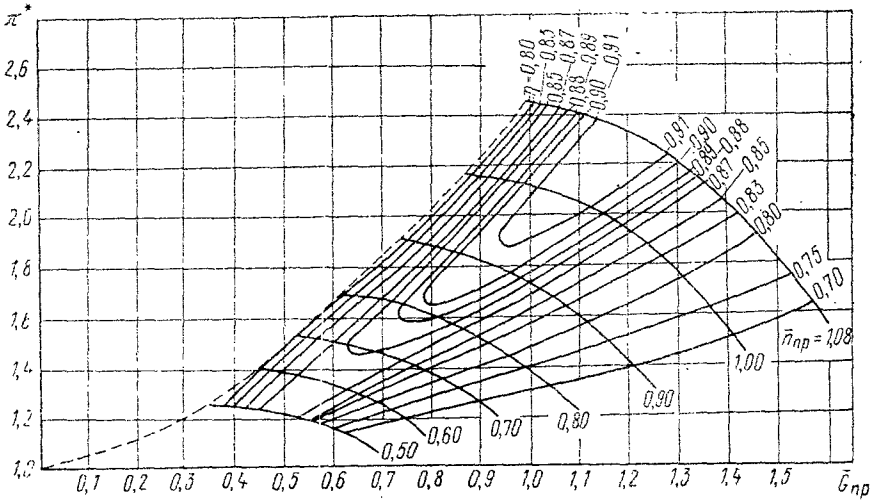


$n_р$ = 50 1/с (3000 об/мин); $T^*_{в.р}$ = 290К; $p^*_{в.р}$ = 101,1 кПа (1,03 кгс/см²); $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p^*_{в.р}}$ = 0,01225 кг · м² · К^{0,5}/с × ×Н (0,12019 м² · град^{0,5}/сек); $\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}}$ = 2,94 1/с · К^{0,5} (176,36 об/мин · град^{0,5}); $\bar{G}_{пр} = \frac{G p^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р p^*_в \sqrt{T^*_{в.р}}}$;

$$\bar{n}_{пр} = \frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T^*_в}}$$

Черт. 18

Универсальная характеристика компрессора среднего давления ГТ-12-3

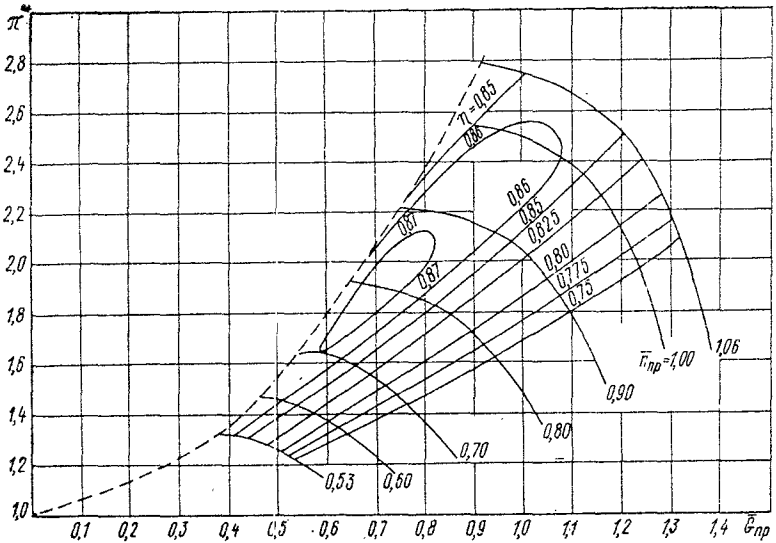


$n_р = 50$ 1/с (3000 об/мин); $T^*_{в.р} = 308$К; $p^*_{в.р} = 101{,}1$ кПа (1,03 кгс/см²); $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p^*_{в.р}} = 0{,}004965$ кг · м² · К^{0,5}/с · Н (0,04869 м² · град^{0,5}/сек);

$\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}} = 2{,}845$ 1/с · К^{0,5} (170,84 об/мин · град^{0,5}); $\bar{G}_{пр} = \frac{Gp^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р p^*_в\sqrt{T^*_{в.р}}}$; $\bar{n}_{пр} = \frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T^*_в}}$

Черт. 19

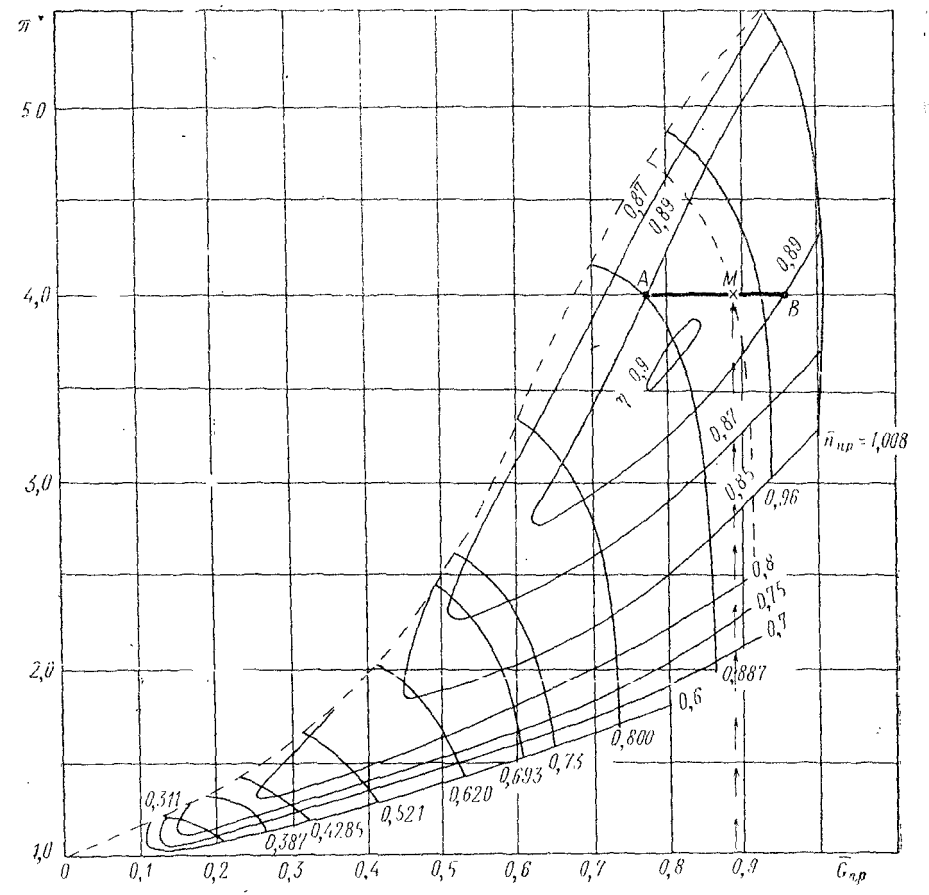
Универсальная характеристика компрессора высокого давления ГТ-12-3



$n_р = 50$ 1/с (3000 об/мин); $T^*_{в.р} = 308$К; $p^*_{в.р} = 101{,}1$ кПа (1,03 кгс/см²); $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p^*_{в.р}} = 0{,}00242$ кг · м² · К^{0,5}/с · Н (0,02376 м² × × град^{0,5}/сек); $\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}} = 2{,}845$ 1/с · К^{0,5} (170,84 об/мин · град^{0,5}); $\bar{G}_{пр} = \frac{G p^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р p^*_в \sqrt{T^*_{в.р}}}$; $\bar{n}_{пр} = \frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T^*_в}}$

Черт. 20

Универсальная характеристика компрессора высокого давления ГТУ-42

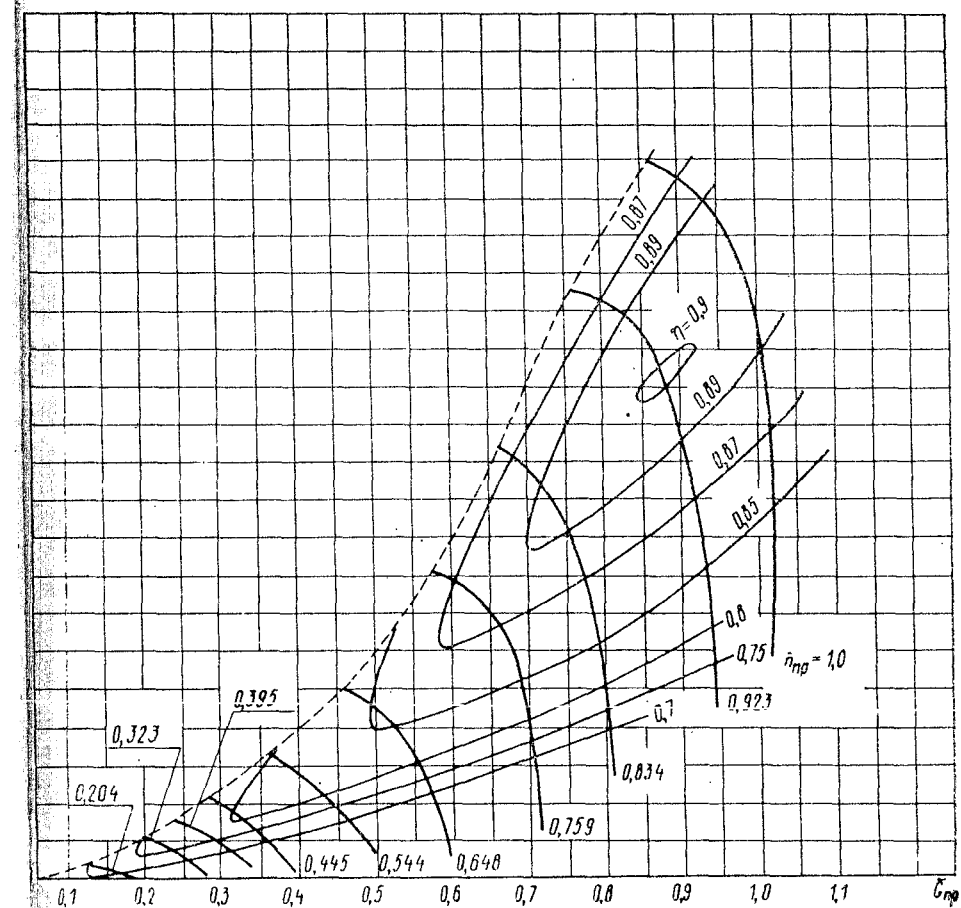


$n_р$ = 136,7 1/с (8200 об/мин); $T^*_{в.р}$ = 292К; $p^*_{в.р}$ = 101,1 кПа (1,03 кгс/см²), $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p_{в.р}}$ = = 0,00346 кг · м² · К^{0,5}/с · Н (0,034 м² · град^{0,5}/сек); $\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}}$ = 3 1/с · К^{0,5} (480 об/мин · град^{0,5})

$$\bar{G}_{пр} = \frac{G p^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р p_в^* \sqrt{T_{в.р}}}; \quad \bar{n}_{пр} = \frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T_в^*}}$$

Черт. 21

Универсальная характеристика компрессора ГТ-700-5



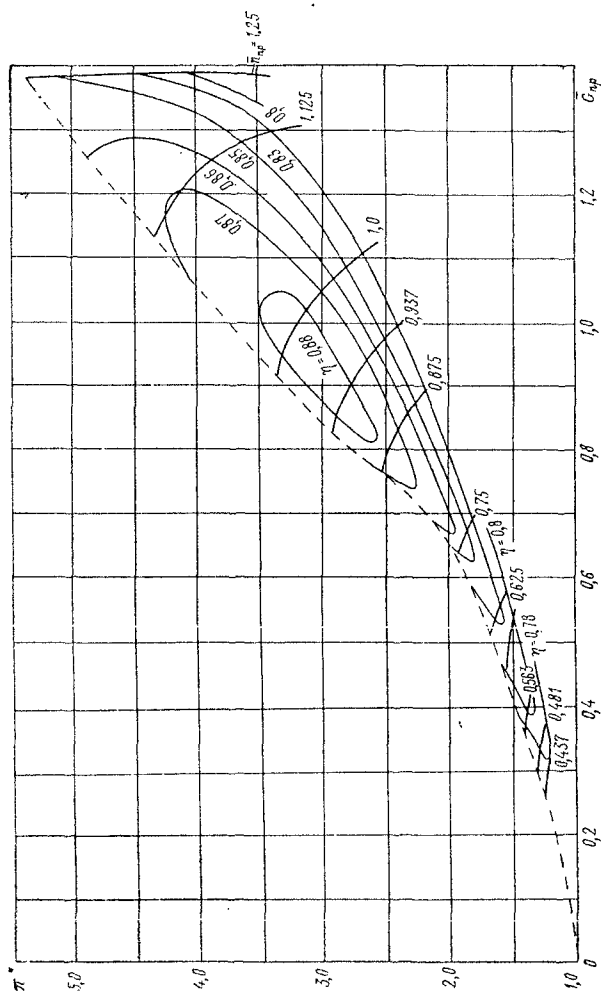
— 83,3 1/с (5000 об/мин); $T^*_{в.р}$ — 288 К; $p_{в.р}$ — 98,1 кПа (1,0 кгс/см²); $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p^*_{в.р}}$ = 0,0078 кг·м²·К^{0,5}/с·Н

(0,9766 м²·град^{0,5}/сек); $\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}}$ = 4,916 1/с·К^{0,5} $\left(295\ \frac{об}{мин\cdot град^{0,5}}\right)$; $\overline{G}_{пр} = \frac{G p^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р\, p^*_в\sqrt{T_{в.р}}}$;

$$\overline{n}_{пр} = \frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T^*_в}}$$

Черт. 22

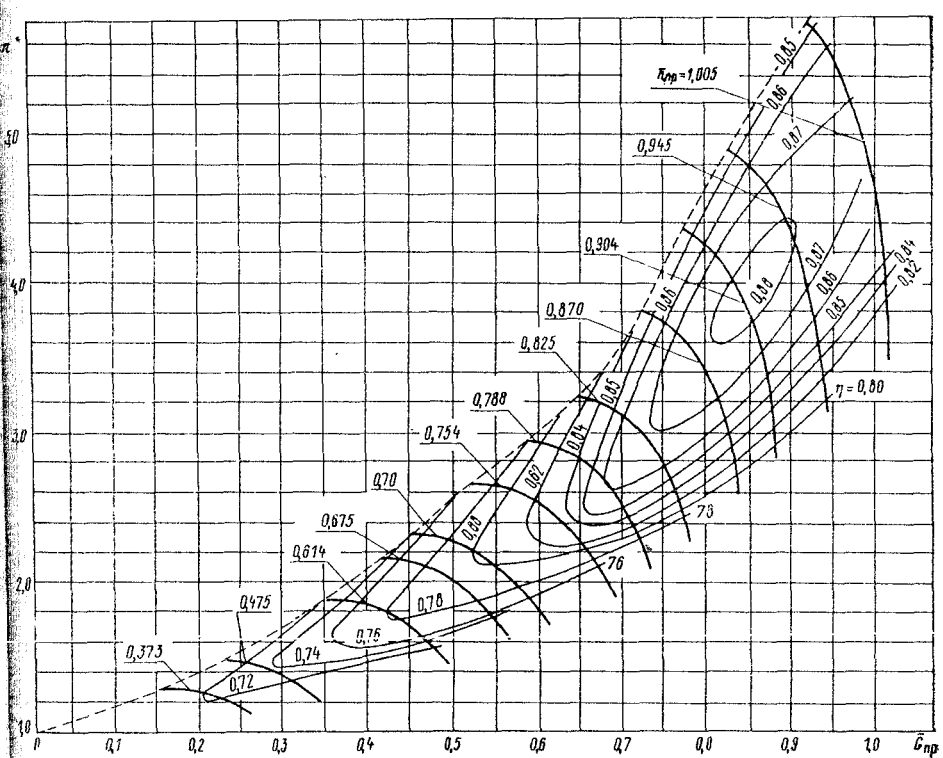
Универсальная характеристика компрессора ТНА-4



$n_р=69,33$ 1/с (4160 об/мин); $T_{в.р}=303$К; $p^*_{в.р}=101,1$ кПа (1,03 кгс/см²); $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p^*_{в.р}}=0,0053$ кг · м² · К^{0,5}/с · Н (0,052 м² × × град^{0,5}/сек); $\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}}=3,935$ 1/с · К^{0,5} (239 об/мин · град^{0,5}); $\bar{G}_{пр}=\frac{Gp^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р p^*_в\sqrt{T^*_{в.р}}}$; $\bar{n}_{пр}=\frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T^*_в}}$

Черт. 23

Универсальная характеристика компрессора ГТК-10

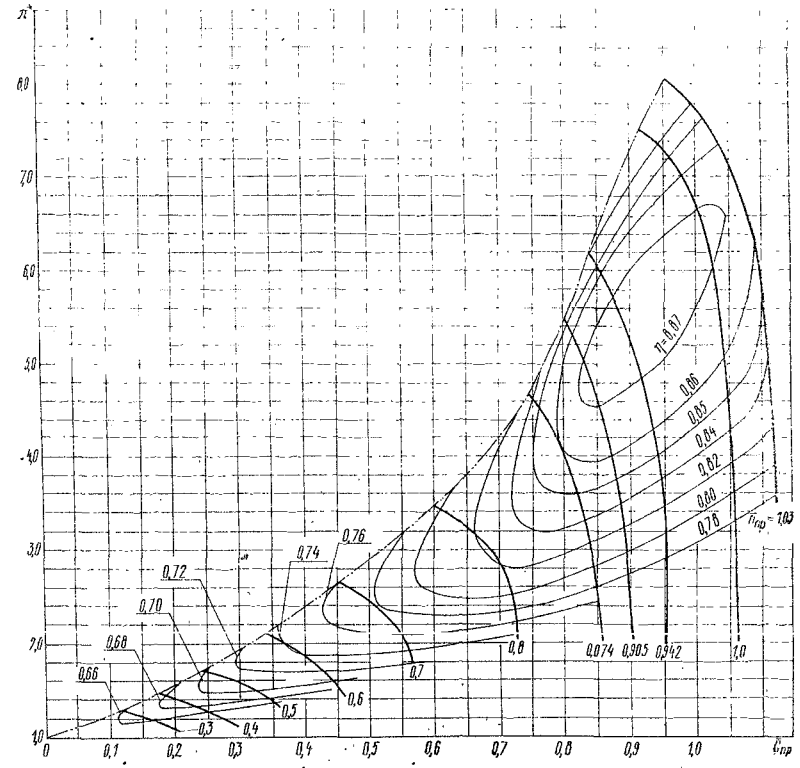


87 1/с (5220 об/мин); $T^*_{в.р}=288$К; $p^*_{в.р}=98,1$ кПа (1,0 кгс/см²); $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p^*_{в.р}}=0,01426$ кг · м² × × К^{0,5}/с · Н (0,1399 м² × град^{0,5}/сек); $\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}}=5,122$ 1/с · К^{0,5} (307,5 об/мин · град^{0,5});

$$\bar{G}_{пр}=\frac{Gp^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р p_в^* \sqrt{T^*_{в.р}}}; \quad \bar{n}_{пр}=\frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T^*_в}}$$

Черт. 24

Универсальная характеристика компрессора ПГУ-200

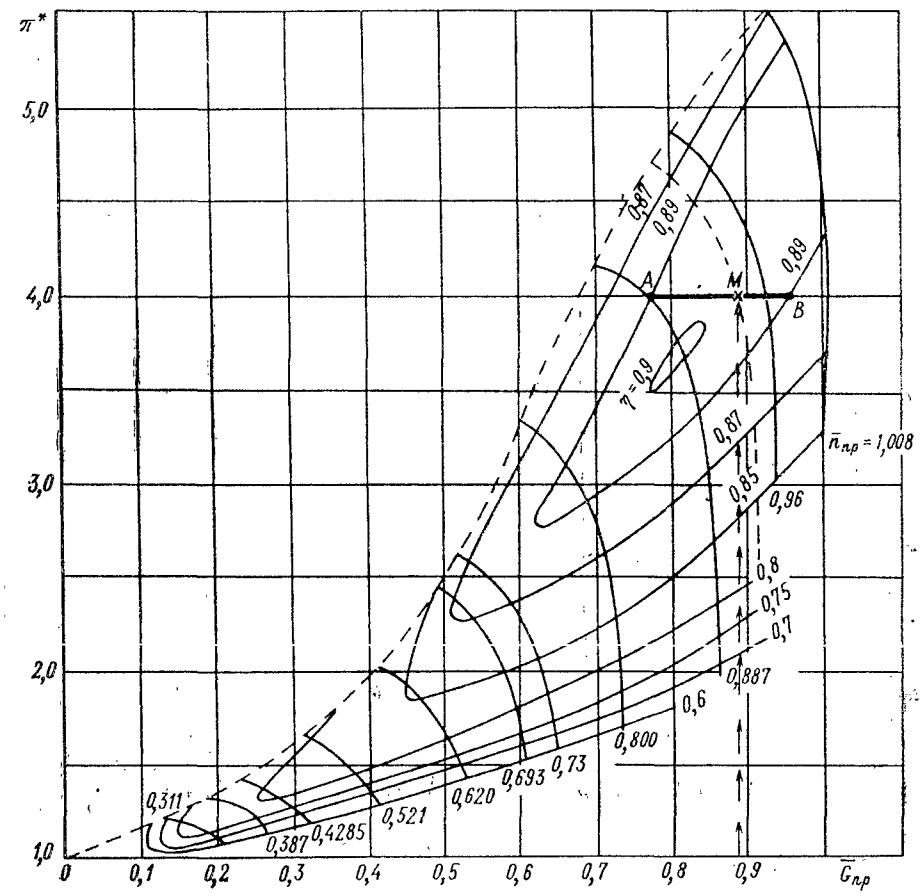


$n_р$ = 50 1/с (3000 об/мин); $T^*_{в.р}$ = 288К; $p^*_{в.р}$ = 100,5 кПа (1,024 кгс/см²); $\frac{G_р\sqrt{T^*_{в.р}}}{p^*_{в.р}}$ = = 0,0339 кг · м² × К^{0,5}/с · Н (0,339 м² · град^{0,5}/сек); $\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{в.р}}}$ = 2,95 1/с · К^{0,5} (177 об/мин · град^{0,5});

$$\bar{G}_{пр} = \frac{G p^*_{в.р}\sqrt{T^*_в}}{G_р p^*_в \sqrt{T^*_{в.р}}}; \quad \bar{n}_{пр} = \frac{n\sqrt{T^*_{в.р}}}{n_р\sqrt{T^*_в}}$$

Черт. 25

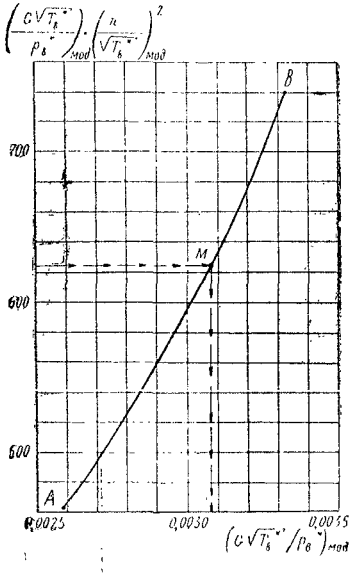
Пример использования универсальной характеристики компрессора высокого давления ГТУ-42 (см. черт. 21) в качестве модельной для получения характеристики геометрически подобного натурного компрессора



$\pi^*_{нат}=4{,}0$; $\eta_{нат}\geqslant 0{,}89$; $G_{нат}=120$ кг/с; $T^*_{в.нат}=288$К; $p^*_{в.нат}=101{,}2$ кПа; $n_{нат}=50$ 1/с (3000 об/мин) AB — отрезок прямой $\pi^*=4{,}0$, являющийся местоположением возможных точек моделирования при $\eta_{нат}\geqslant 0{,}89$; M — точка моделирования, координата которой $\overline{G}_{пр}=0{,}89\left(\frac{G\sqrt{T^*_в}}{p^*_в}=\right.$ $\left.=0{,}00308\ кг\cdot м^2\cdot К^{0,5}/с\cdot П\right)$ определяется по черт. 27

Черт. 26

Вспомогательный график для определения точки моделирования на универсальной характеристике компрессора высокого давления ГТУ-42 (точки *М* на черт. 26)

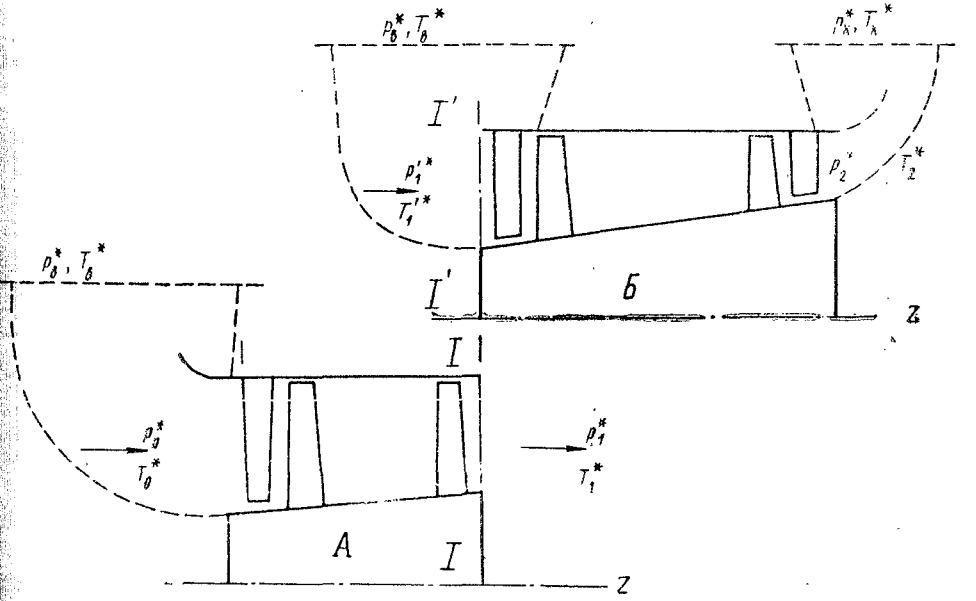


$$\left(\frac{G\sqrt{T^*}}{p_в^*}\right)_{мод} \frac{кг \cdot м^2 \cdot К^{0,5}}{с \cdot Н};$$

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод} \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод} \frac{кг \cdot м^2}{с^3 \cdot Н \cdot К^{0,5}}$$

Черт. 27

К определению параметров первой группы ступеней *А*, предвключенных второй группе ступеней *Б* (отмоделированному компрессору)



Черт. 28

Таблица 1

Коэффициенты для перевода некоторых физических величин из системы МКГСС в систему СИ

Величина	Единица				Коэффициент для перевода из МКГСС в СИ
	МКГСС		СИ		
	Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение	
Сила	килограмм-сила	кгс	ньютон	Н	9,807
Давление Напряжение механическое	килограмм-сила на квадратный метр	кгс/м^2	паскаль ***	Па	9,807
Плотность *	килограмм - сила - секунда в квадрате на метр в четвертой степени	кгс·сек^2/м^4	килограмм на кубический метр	кг/м^3	9,807
Массовый расход **	килограмм - сила - секунда на метр	кгс·сек/м	килограмм в секунду	кг/с	9,807
Работа	килограмм-сила-метр	кгс·м	джоуль ****	Дж	9,807
Напор	килограмм-сила-метр на килограмм	кгс·м/кг	джоуль на килограмм	Дж/кг	9,807
Мощность	килограмм-сила-метр в секунду	кгс·м/сек	ватт	Вт	9,807
Удельная теплоемкость	килокалория на килограмм-градус	ккал/кг·град	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/кг·К	4186,8 (из внесистемных единиц в СИ)

* Плотность в системе СИ численно равна удельному весу в системе МКГСС.
** Массовый расход в системе СИ численно равен весовому расходу в системе МКГСС.
*** 1Па=1Н/м^2.
**** 1Дж=1Н · м.

Таблица 2

Отношение теплоемкостей (показатель адиабаты) $k = \frac{c_p}{c_v}$ для воздуха

T_1, K	p_1, кПа				
	0,981	98,1	392,3	686,5	980,7
50	1,4048	—	—	—	—
60	1,4031	—	—	—	—
70	1,4023	—	—	—	—
80	1,4019	—	—	—	—
90	1,4017	—	—	—	—
100	1,4016	—	—	—	—
110	1,4015	1,4202	1,4960	1,6095	1,7672
120	1,4015	1,4166	1,4730	1,5513	1,6395
130	1,4015	1,4139	1,4578	1,5139	1,5740
140	1,4015	1,4119	1,4473	1,4901	1,5350
150	1,4014	1,4102	1,4393	1,4734	1,5084
160	1,4014	1,4089	1,4338	1,4614	1,4896
170	1,4014	1,4079	1,4290	1,4521	1,4756
180	1,4014	1,4071	1,4253	1,4448	1,4648
190	1,4013	1,4064	1,4222	1,4391	1,4560
200	1,4013	1,4057	1,4197	1,4344	1,4489
210	1,4013	1,4053	1,4177	1,4306	1,4437
220	1,4012	1,4048	1,4158	1,4272	1,4389
230	1,4011	1,4044	1,4143	1,4246	1,4348
240	1,4011	1,4040	1,4129	1,4222	1,4313
250	1,4009	1,4036	1,4118	1,4201	1,4284
260	1,4008	1,4032	1,4107	1,4183	1,4259
270	1,4006	1,4029	1,4097	1,4166	1,4236
280	1,4004	1,4024	1,4087	1,4150	1,4214
290	1,4002	1,4020	1,4078	1,4135	1,4194
300	1,4000	1,4017	1,4070	1,4123	1,4177
310	1,3997	1,4013	1,4062	1,4111	1,4161
320	1,3993	1,4008	1,4053	1,4100	1,4146
330	1,3990	1,4004	1,4045	1,4089	1,4131
340	1,3986	1,3999	1,4038	1,4077	1,4118
350	1,3981	1,3993	1,4030	1,4067	1,4108
360	1,3976	1,3987	1,4022	1,4056	1,4091
370	1,3970	1,3981	1,4014	1,4048	1,4079
380	1,3964	1,3975	1,4005	1,4036	1,4066
390	1,3958	1,3968	1,3997	1,4025	1,4054
400	1,3952	1,3961	1,3987	1,4014	1,4041
410	1,3945	1,3953	1,3979	1,4004	1,4028
420	1,3937	1,3946	1,3970	1,3994	1,4016
430	1,3930	1,3938	1,3960	1,3982	1,4003
440	1,3922	1,3928	1,3950	1,3972	1,3991
450	1,3913	1,3920	1,3940	1,3960	1,3979
460	1,3904	1,3911	1,3930	1,3949	1,3967
470	1,3895	1,3901	1,3919	1,3938	1,3955
480	1,3886	1,3892	1,3909	1,3926	1,3943
490	1,3876	1,3881	1,3898	1,3914	1,3930
500	1,3866	1,3871	1,3887	1,3903	1,3918

Таблица 3

Сводные данные по $k_{\psi м}$ и $k_{\eta м}$ для модельных компрессоров

Ступень	Коэффициенты взаимного влияния ступеней			
К-50-1	$k_{\psi м}$	$\psi_{мног}/\psi_{изол}$	I проточная часть	0,97
			II проточная часть	—
	$k_{\eta м}$	$\eta_{мног}/\eta_{изол}$	I проточная часть	0,99
			II проточная часть	0,975
К-50-3	$k_{\psi м}$	$\psi_{мног}/\psi_{изол}$	I проточная часть	—
			II проточная часть	0,98
	$k_{\eta м}$	$\eta_{мног}/\eta_{изол}$	I проточная часть	—
			II проточная часть	0,985
К-50-10	$k_{\psi м}$	$\psi_{мног}/\psi_{изол}$	I и II проточные части	0,95
	$k_{\eta м}$	$\eta_{мног}/\eta_{изол}$		0,99
К-70-17	$k_{\psi м}$	$\psi_{мног}/\psi_{изол}$	I проточная часть	0,91
			II проточная часть	0,95
	$k_{\eta м}$	$\eta_{мног}/\eta_{изол}$	I проточная часть	0,975
			II проточная часть	0,975
К-100-1	$k_{\psi м}$	$\psi_{мног}/\psi_{изол}$	I проточная часть	0,98
			II проточная часть	0,97
	$k_{\eta м}$	$\eta_{мног}/\eta_{изол}$	I проточная часть	0,985
			II проточная часть	0,980
К-100-2л	$k_{\psi м}$	$\psi_{мног}/\psi_{изол}$	I проточная часть	0,980
			II проточная часть	0,960
	$k_{\eta м}$	$\eta_{мног}/\eta_{изол}$	I проточная часть	0,980
			II проточная часть	0,970

Продолжение табл. 3

Ступень	Коэффициенты взаимного влияния ступеней			
К-100-4	$k_{\psi м}$	$\psi_{мног}/\psi_{изол}$	I проточная часть	0,980
			II проточная часть	0,960
	$k_{\eta м}$	$\eta_{мног}/\eta_{изол}$	I проточная часть	0,985
			II проточная часть	0,980

Поправки на зазоры и удлинение для модельных ступеней компрессоров

Поправки на радиальный зазор и удлинение:

$$k_{\psi зl} = \frac{\left[1 - 0{,}045 \frac{\overline{S}_r}{\overline{l}} \sqrt{\theta}\right]_{нат}}{\left[1 - 0{,}045 \frac{\overline{S}_r}{\overline{l}} \sqrt{\theta}\right]_{мод}};$$

$$k_{\eta зl} = \frac{\left[1 - 0{,}024 \frac{\overline{S}_r}{1 - l/D_р} \sqrt{\theta}\right]_{нат}}{\left[1 - 0{,}024 \frac{\overline{S}_r}{1 - l/D_р} \sqrt{\theta}\right]_{мод}}.$$

Поправки на осевой зазор:

$$k_{\psi Z} = \frac{\left(\frac{\psi}{\psi_{S_Z=0}}\right)_{нат}}{\left(\frac{\psi}{\psi_{S_Z=0}}\right)_{мод}};$$

$$k_{\eta Z} = \frac{\left(\frac{\eta}{\eta_{S_Z=0}}\right)_{нат}}{\left(\frac{\eta}{\eta_{S_Z=0}}\right)_{мод}}.$$

Таблица 4

Расчетная формула	К-50-1 К-50-5	К-50-3	К-50-10	К-70-17	К-100-1 К-100-2л К-100-4
$1 - 0{,}045 \frac{\overline{S}_r}{\overline{l}} \sqrt{\theta}$	0,990	0,990	0,991	0,987	0,988
$1 - 0{,}024 \frac{\overline{S}_r}{1 - \frac{l}{D_р}} \sqrt{\theta}$	0,989	0,980	0,985	0,985	0,982
$\frac{\psi}{\psi_{S_Z=0}}$	0,947	0,942	0,942	0,934	0,934
$\frac{\eta}{\eta_{S_Z=0}}$	1,03	1,036	1,041	1,04	1,04

Таблица 5

Параметры ступеней с подрезкой на оптимальном режиме и границе устойчивости при низких скоростях вращения ($u_р$ = 150 м/с)

Величина	К-50-1					К-50-5				
	$\Delta\bar{r}_н$		исходная	$\Delta\bar{r}_{вт}$		$\Delta\bar{r}_н$		исходная	$\Delta\bar{r}_{вт}$	
	—0,2	—0,1		0,1	0,2	—0,2	—0,1		0,1	0,2
$\varphi^*_{\Delta r опт}$	0,570	0,550	0,495	0,455	0,410	0,552	0,532	0,480	0,442	0,398
$\psi_{\Delta r опт}$	0,430	0,447	0,475	0,475	0,510	0,435	0,452	0,480	0,480	0,515
$\varphi^*_{\Delta r у}$	0,425	0,420	0,395	0,370	0,350	0,425	0,420	0,395	0,370	0,350

Продолжение

Величина	К-50-10					К-70-17				
	$\Delta\bar{r}_н$		исходная	$\Delta\bar{r}_{вт}$		$\Delta\bar{r}_н$		исходная	$\Delta\bar{r}_{вт}$	
	—0,15	—0,10		0,10	0,15	—0,20	—0,10		0,10	0,20
$\varphi^*_{\Delta r опт}$	0,60	0,59	0,56	0,53	0,52	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51
$\psi_{\Delta r опт}$	0,385	0,395	0,40	0,415	0,420	0,576	0,600	0,62	0,635	0,645
$\varphi^*_{\Delta r у}$	0,495	0,49	0,47	0,450	0,437	0,415	0,415	0,415	0,415	0,415

Продолжение

Величина	К-100-1					К-100-2л					К-100-4				
	$\Delta\bar{r}_н$		исходная	$\Delta\bar{r}_{вт}$		$\Delta\bar{r}_н$		исходная	$\Delta\bar{r}_{вт}$		$\Delta\bar{r}_н$		исходная	$\Delta\bar{r}_{вт}$	
	—0,2	—0,1		0,1	0,2	—0,2	—0,1		0,1	0,2	—0,2	—0,1		0,1	0,2
$\varphi^*_{\Delta r опт}$	0,428	0,426	0,420	0,415	0,410	0,375	0,437	0,450	0,445	0,440	0,465	0,455	0,460	0,453	0,450
$\psi_{\Delta r опт}$	0,362	0,416	0,45	0,455	0,460	0,465	0,546	0,570	0,580	0,585	0,512	0,528	0,550	0,560	0,568
$\varphi^*_{\Delta r у}$	0,33	0,325	0,30	0,30	0,30	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33

Таблица 6

Диапазоны изменения геометрических параметров лопаток модельных ступеней ЦКТИ

Параметр	Обозначение	ВНА	РК	ПНА
Удлинение лопатки	$\bar{l}$	0,9—2,5	1,3—2,4	1,1—2,3
Густота на периферии	$\left(\frac{b}{t}\right)_{\bar{r}=1}$	0,85—1,3	0,7—1,1	0,6—1,2
Густота на втулке	$\left(\frac{b}{t}\right)_{\bar{r}\text{вт}}$	1,2—2,2	1,3—1,8	1,35—2,1
Максимальная относительная толщина профиля на периферии	$\bar{C}_{\bar{r}=1}$	0,08—0,16	0,05—0,08	0,08—0,11
То же, у втулки	$\bar{C}_{\bar{r}\text{вт}}$	0,06—0,16	0,11—0,16	0,06—0,12
Положение максимальной толщины профиля	$\bar{X}_C$	0,24—0,4	0,27—0,4	0,27—0,4
Лопаточный угол выхода	α_{2U}, β_{2U}	7°—95°	31°—98°	1°—98°
Угол изогнутости осевой дуги	ϑ	3°—49°	9°—50°	24°—78°
Угол установки	α_{bU}, β_{bU}	65°—88°	27°—79°	12°—86°

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

АТЛАС ИСХОДНЫХ МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ

Приведены характеристики восьми модельных ступеней К-50-1, К-50-3, К-50-5, К-50-10, К-70-17, К-100-1, К-100-2л и К-100-4, необходимые для моделирования ступеней и для проектирования проточных частей осевых компрессоров.

Под исходной ступенью осевого компрессора подразумевается двухзвенная ступень, состоящая из рабочего колеса и промежуточного направляющего аппарата и предназначенная для формирования многоступенчатых осевых компрессоров.

Обозначение ступени расшифровывается следующим образом: буква К — компрессорная ступень; цифры, следующие непосредственно за буквой К, — степень реактивности ступени на среднем радиусе; конечные цифры и буквы — шифр ступени.

Геометрические параметры проточных частей модельных ступеней приведены в табл. 1 и 2 и на черт. 1 и 2.

Экспериментальные аэродинамические характеристики ступеней представлены в виде графиков (зависимость адиабатического к. п. д. и напора от коэффициента расхода) на черт. 3—10. Коэффициенты расхода, адиабатического к. п. д. и напора определены по параметрам заторможенного потока — см. формулы (1), (2) и (3) РТМ.

Влияние подрезки лопаток на аэродинамические характеристики ступеней учитывается при помощи поправочных коэффициентов, значения которых приведены на черт. 11—17.

Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА показаны на черт. 18—24.

Углы установки профилей по длине лопаток приведены на черт. 25—32.

Размеры профилей и положение точек поворота сечений лопаток представлены на черт. 33—40.

Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток приведены на черт. 41—48.

Геометрические параметры решеток профилей ВНА, ПНА, РК и СА приведены в табл. 3—29 и на черт. 49.

Таблица 1

Геометрические параметры изолированных модельных ступеней К-50-1, К-50-3 (К-3), К-50-5, К-50-10 и К-70-17 (схемы проточных частей приведены на черт. 1 и 2)

Величина	Обозначение	К-50-1, К-50-5				К-50-3 (К-3)				К-50-10			К-70-17		
		ВНА	РК	ПНА	СА	ВНА	РК	ПНА	СА	ВНА	РК	ПНА	ВНА	РК	ПНА
Наружный диаметр, мм	$D_н$	250	250	250	250	300	299,4	297	297	300	300	300	250	250	250
Внутренний диаметр, мм	$D_{вт}$	150	150	154,6	154,6	210	210	210	210	150*	154,6*	162,3*	147	150	155,5
Втулочное отношение	$\overline{r}_{вт}$	0,6	0,6	0,618	0,618	0,7	0,7	0,7	0,7	0,5*	0,515*	0,542*	0,588	0,6	0,622
Длина лопатки, мм	l	49,75	49,75	47,46	47,46	44,55	44,26	43,07	43,28	74,5*	72,2*	68,3*	51,24	49,7	47,01
Хорда лопатки, мм	b	30	30	30	30	50	35	40	30	30	30	30	30	30	30
Количество лопаток, шт.	z	34	22	22	24	16	26	22	24	28	22	20	29	28	32
Средняя относительная длина лопатки	$\overline{l}_{ср}$	1,66	1,63	1,58	1,58	0,89	1,26	1,08	1,44	2,48	2,41	2,28	1,71	1,62	1,57
Относительный шаг лопаток на наружном диаметре	$\overline{t}_н$	0,77	1,19	1,19	1,09	1,18	1,03	1,06	0,97	1,12	1,43	1,57	0,902	0,934	0,818
Относительный радиальный зазор, %	$\overline{S}_r$	0,50	0,51	0,50	0,50	1,0	1,0	1,0	0,5	0,67	0,69	0,73	0,5	0,6	0,5
Относительный осевой зазор	$\overline{S}_Z$	—	0,24	0,24	—	—	0,35	0,24	—	—	0,5	0,4	—	0,9	0,8	—

Примечания:

1. Размеры наружного и внутреннего диаметров, длины и относительные шаги лопаток приведены на входе в соответствующий элемент проточной части ступени.
2. Размеры в среднем сечении, проходящем через ось лопаток (ступень К-50-10), отмечены знаком *.
3. Формулы, использованные при расчете $\overline{r}_{вт}$, l, $\overline{l}_{ср}$, $\overline{t}_н$, $\overline{S}_r$ и $\overline{S}_Z$: $\overline{r}_{вт}=\overline{r}_{вт.в}=\frac{D_{вт.в}}{D_{н.р}}$; $\overline{r}^*_{вт}=\overline{r}_{вт.ср}=\frac{D_{вт.ср}}{D_{н.р}}$, где $D_{вт.ср}=0{,}5\,(D_{вт.в}+D_{вт.к})$; $l=\frac{l_в}{1+\overline{S}_r}$ и $l^*=\frac{l_{ср}}{1+\overline{S}_r}$, где $l_в=0{,}5\,(D_{н.в}-D_{вт.в})$ и $l_{ср}=0{,}5\,(D_{н.ср}-D_{вт.ср})$; $\overline{l}_{ср}=\frac{l_{ср}}{b}=\frac{l_в+l_к}{2b}$, где $l_к=0{,}5\,(D_{н.к}-D_{вт.к})$; $\overline{t}_н=\frac{\pi D_{н.в}}{zb}$; $\overline{S}_r=\frac{S_r}{l_{ср}}$; $\overline{S}_Z=\frac{S_Z}{b}$.

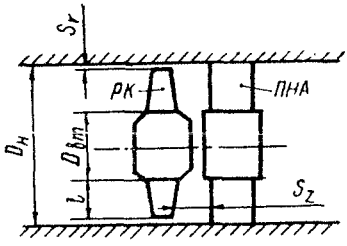
Таблица 2

Геометрические параметры изолированных модельных ступеней К-100-1, К-100-2л и К-100-4 (схемы проточных частей приведены на черт. 1 и 2 приложения 2)

Величина	Обозначение	К-100-1				К-100-2л				К-100-4			
		ВНА	РК	ПНА	СА	ВНА	РК	ПНА	СА	ВНА	РК	ПНА	СА
Наружный диаметр, мм	$D_н$	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Внутренний диаметр, мм	$D_{вт}$	125	126,1	130,3	130,3	125	126,1	130,3	130,3	125	126,1	130,3	130,3
Втулочное отношение	$\overline{r}_{вт}$	0,50	0,505	0,521	0,521	0,50	0,505	0,521	0,521	0,500	0,505	0,521	0,521
Длина лопатки, мм	l	62,2	61,6	59,6	59,6	62,2	61,6	59,6	59,6	62,2	61,6	59,6	59,6
Хорда лопатки, мм	b	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Количество лопаток, шт.	z	24	20	28	24	26	21	28	26	26	19	23	26
Средняя относительная длина лопатки	$\overline{l}_{ср}$	2,07	2,04	1,99	1,99	2,07	2,04	1,99	1,99	2,07	2,04	1,99	1,99
Относительный шаг лопаток на наружном диаметре	$\overline{t}_н$	1,09	1,31	0,934	1,09	1,0	1,245	0,935	1,0	1,0	1,39	0,935	1,0
Относительный радиальный зазор, %	$\overline{S}_r$	0,50	0,57	0,50	0,50	0,50	0,57	0,50	0,50	0,50	0,57	0,50	0,50
Относительный осевой зазор	$\overline{S}_z$	—	0,8	0,8	—	—	0,8	0,8	—	—	0,8	0,8	—

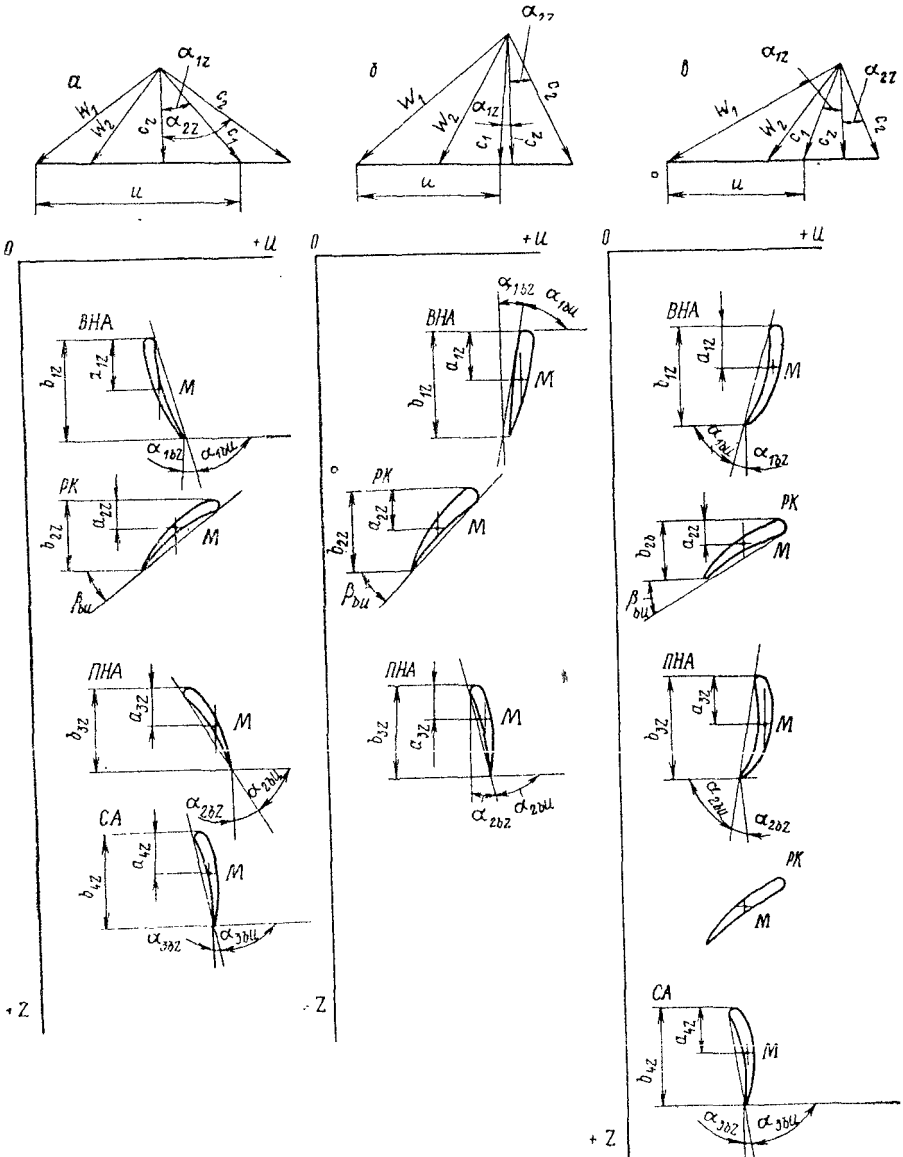
Примечания те же, что к табл. 1.

Схема проточной части промежуточной ступени



Черт. 1

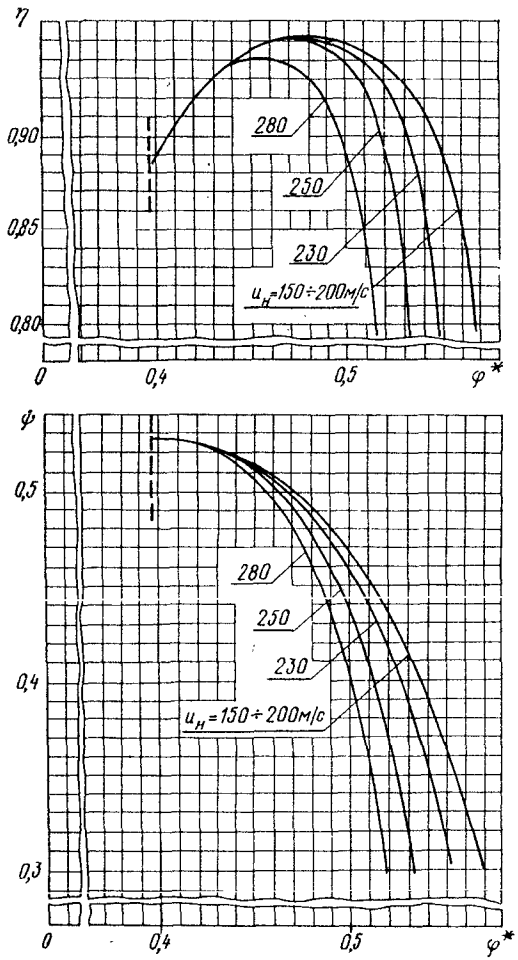
Схемы проточных частей исходных ступеней



а — К-50-1, К-50-3, К-50-5 и К-50-10; *б* — К-70-17; *в* — К-100-1, К-100-2л и К-100-4
Координаты $0UZ$ расположены в тангенциальной плоскости. Ось U совпадает с направлением окружной скорости РК. Ось Z совпадает с направлением оси вращения РК и направлена в сторону движения рабочей среды. M — точка поворота сечений профилей лопаток (для лопаток РК точка M совпадает с центром тяжести площади, ограниченной профилем лопатки)

Черт. 2

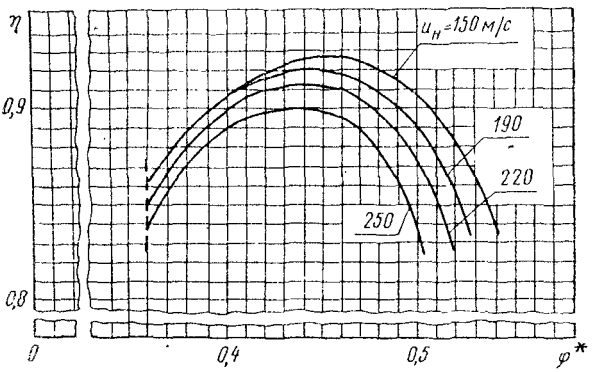
Аэродинамические характеристики модельной ступени К-50-1 при исходных углах установки лопаток

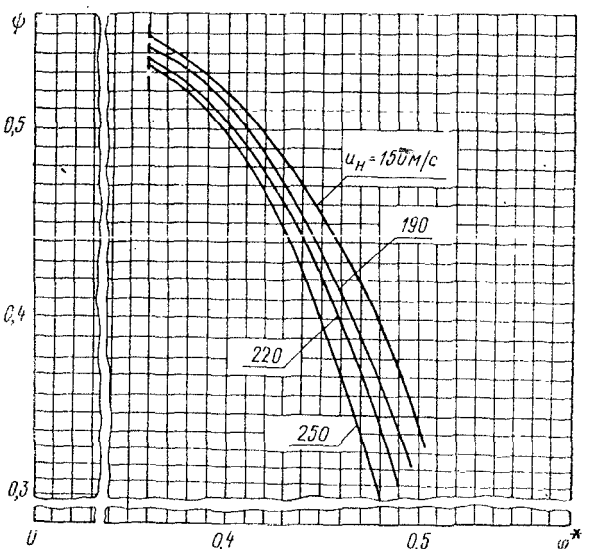


$u_н$ =150 ÷ 280 м/с; $T_{в.э}$ =295 К; $\bar{r}_{вт\ min}$ =0,6;
— — — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 3

Аэродинамические характеристики модельной ступени К-50-3 при исходных углах установки лопаток

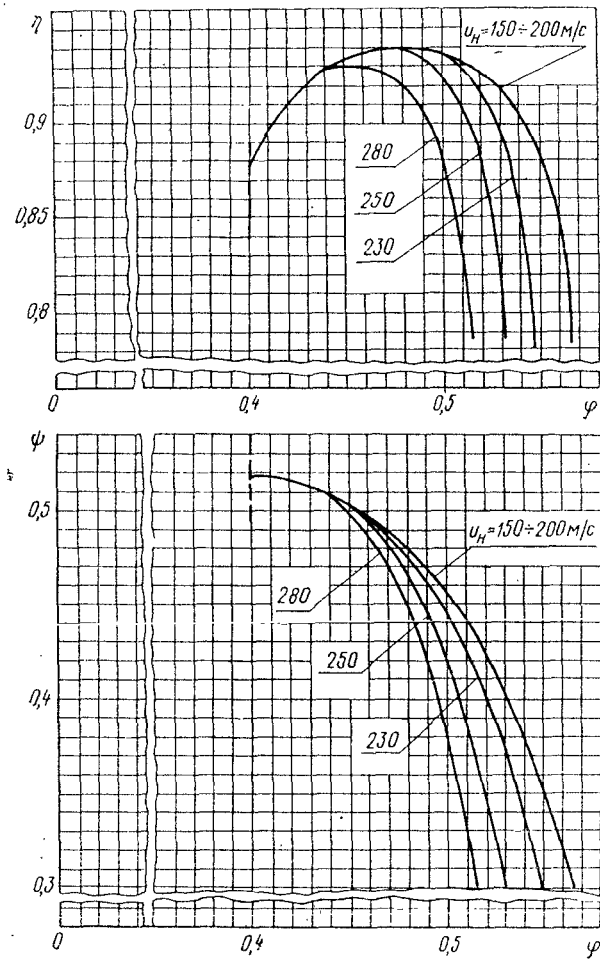




$u_н = 150 \div 250$ м/с; $T_{в.э} = 297$ К; $\overline{r}_{вт\ min} = 0{,}7$; — — — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 4

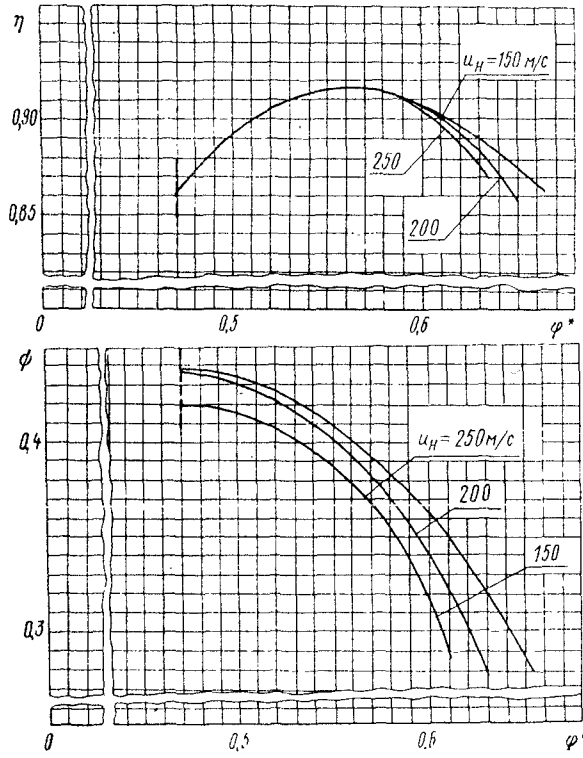
Аэродинамические характеристики модельной ступени К-50-5 при исходных углах установки лопаток



$u_н$=150÷280 м/с; $T_{в,э}$=295 К; $\overline{r}_{вт\,min}$=0,6; — — — — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 5

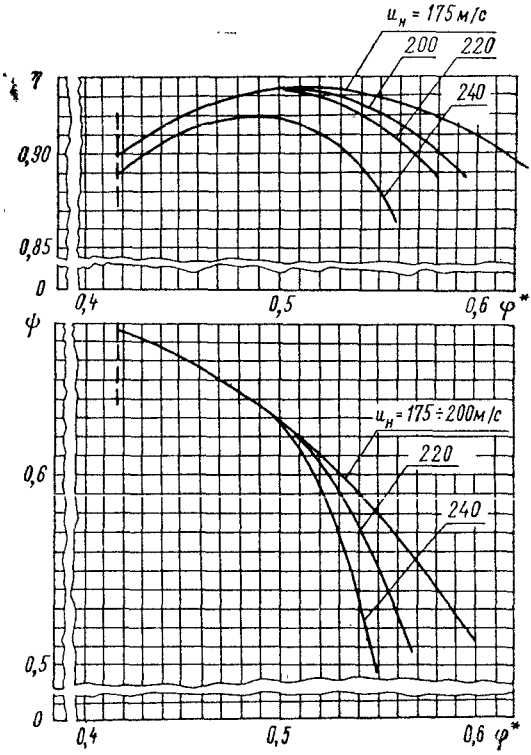
Аэродинамические характеристики модельной ступени К-50-10 при исходных углах установки лопаток



$u_н$=150 ÷ 250 м/с; $T_{в.з}$=290 К; $\overline{r}_{нт\,min}$=0,5; — — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 6

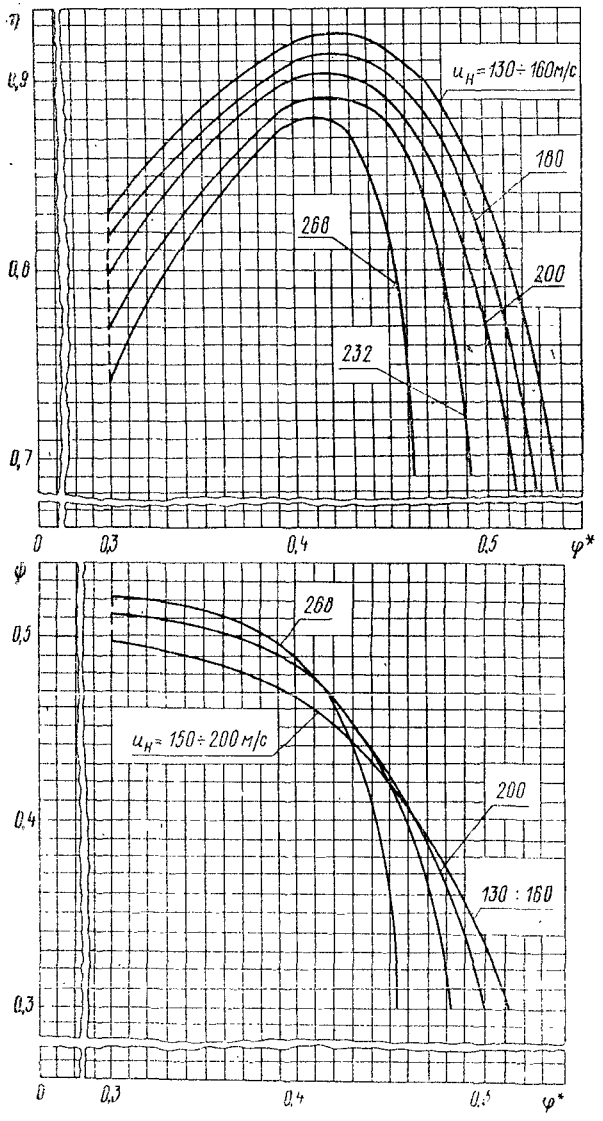
Аэродинамические характеристики модельной ступени К-70-17 при исходных углах установки лопаток



$u_н$ = 175 ÷ 210 м/с; $T_{н.э}$ = 298К; $\overline{r}_{вт\ min}$ = 0,6; — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 7

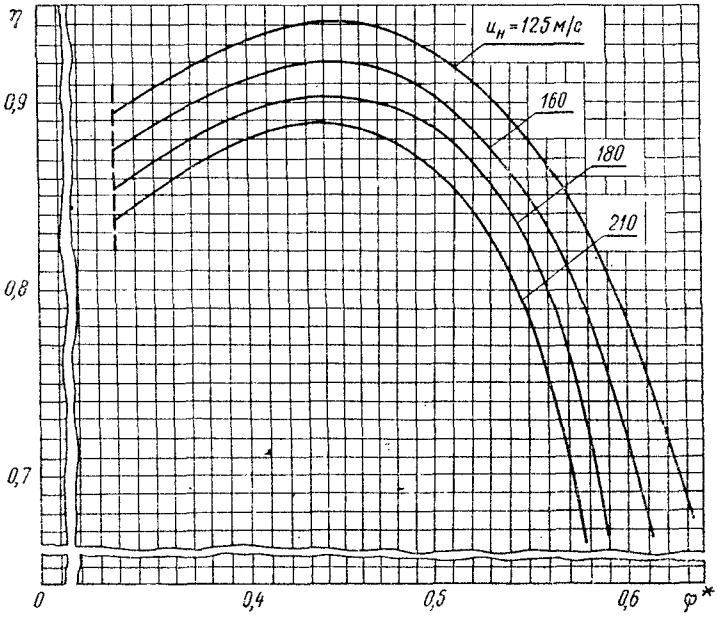
Аэродинамические характеристики модельной ступени К-100-1 при исходных углах установки лопаток

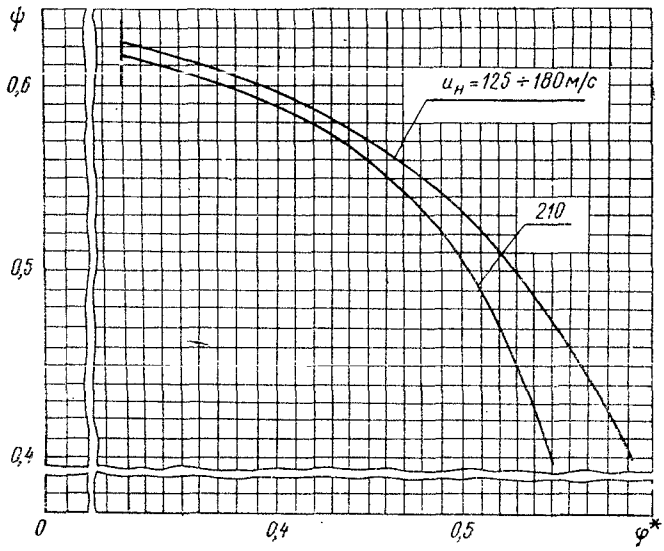


$u_н$ = 130 ÷ 268 м/с; $T_{в.э}$ = 295 К; $\overline{r}_{вт\ min}$ = 0,5; — — — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 8

Аэродинамические характеристики модельной ступени К-100-2л при исходных углах установки лопаток

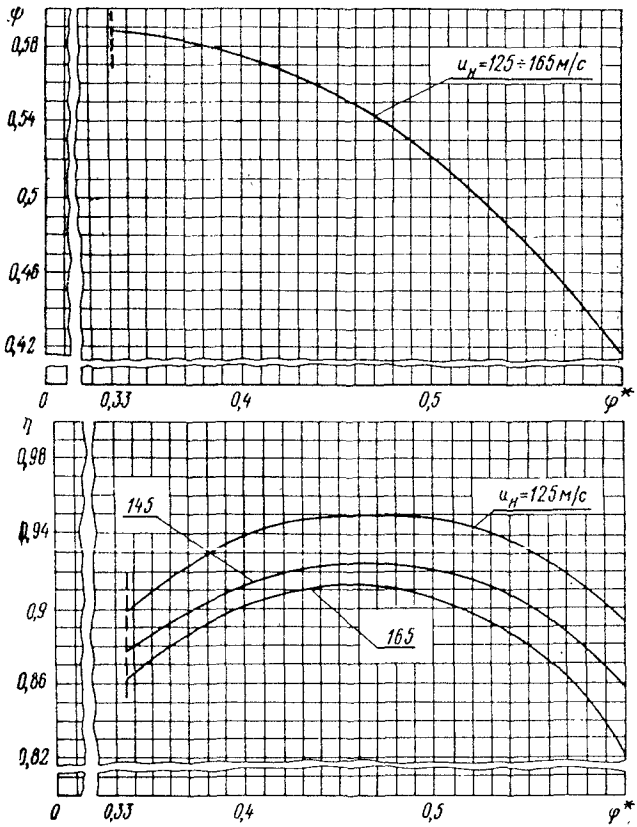




$u_н$ = 125 ÷ 210 м/с; $T_{в.э}$ = 295 К; $\overline{r}_{вт\,min}$ = 0,5; — — — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 9

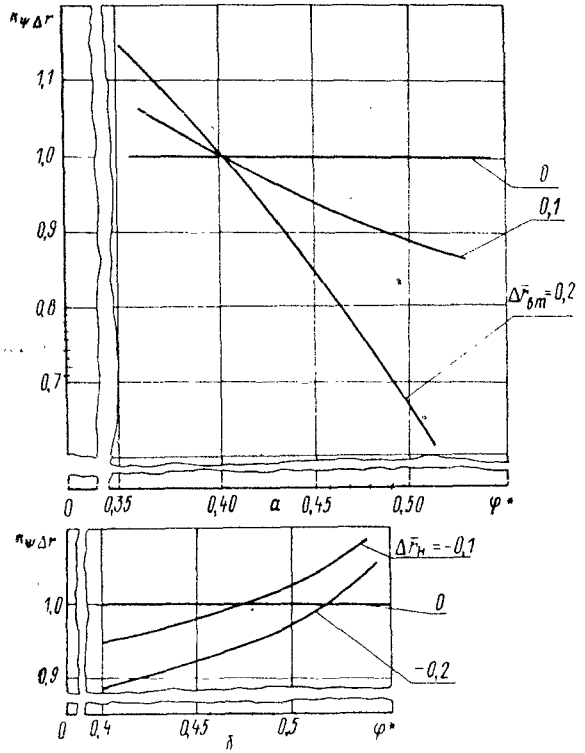
Аэродинамические характеристики модельной ступени К-100-4 при исходных углах установки лопаток



$u_н$ = 125 ÷ 165 м/с; $T_{в.э}$ = 295 К; $\overline{r}_{вт\ min}$ = 0,5; — — — — — граница устойчивой работы ступени

Черт. 10

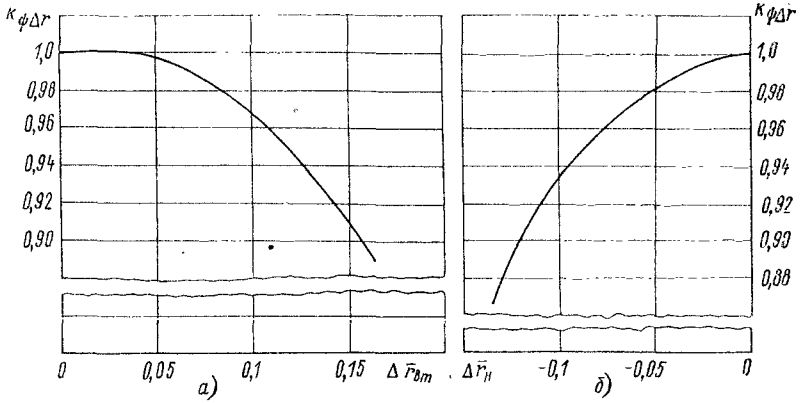
Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступеней К-50-1 и К-50-5 при корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезках от коэффициента расхода



$$\Delta\bar{r}_{н}=\frac{D_{н}-D_{н.исх}}{D_{н.исх}};\quad \Delta\bar{r}_{вт}=\frac{D_{вт}-D_{вт.исх}}{D_{н.исх}};\quad k_{\psi\Delta\bar{r}}=\frac{\psi_{опт}}{\psi_{опт.исх}}$$

Черт. 11

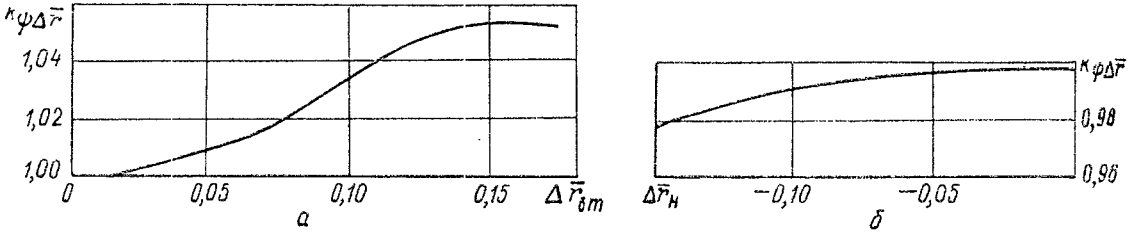
Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступени К-50-3 на оптимальном режиме от корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезок



$$\Delta \bar{r}_{н} = \frac{D_{н} - D_{н.исх}}{D_{н.исх}}; \quad \Delta \bar{r}_{вт} = \frac{D_{вт} - D_{вт.исх}}{D_{н.исх}}; \quad k_{\phi\Delta \bar{r}} = \frac{\phi_{опт}}{\phi_{опт.исх}}$$

Черт. 12

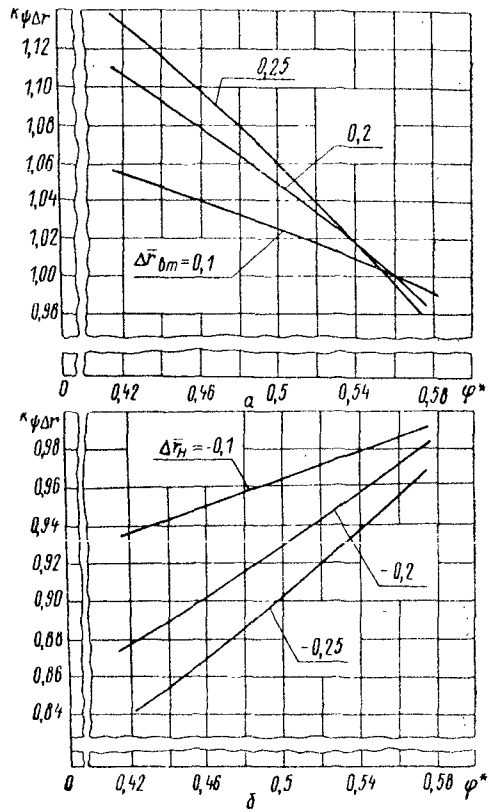
Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступени К-50-10 на оптимальном режиме от корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезок



$$\Delta\bar{r}_{н}=\frac{D_{н}-D_{н.исх}}{D_{н.исх}};\quad \Delta\bar{r}_{вт}=\frac{D_{вт}-D_{вт.исх}}{D_{н.исх}};\quad k_{\psi\Delta\bar{r}}=\frac{\psi_{опт}}{\psi_{опт.исх}}$$

Черт. 13

Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступени К-70-17 при корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезках от коэффициента расхода

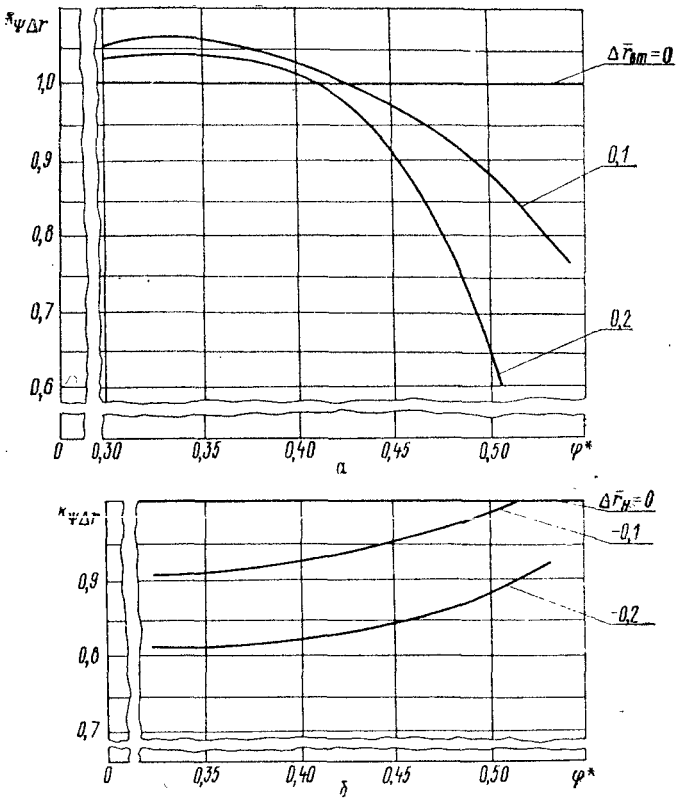


$$\Delta\bar{r}_{н}=\frac{D_{н}-D_{н.исх}}{D_{н.исх}};\qquad \Delta\bar{r}_{вт}=\frac{D_{вт}-D_{вт.исх}}{D_{н.исх}}$$

$$k_{\psi\Delta\bar{r}}=\frac{\psi_{опт}}{\psi_{опт.исх}}$$

Черт. 14

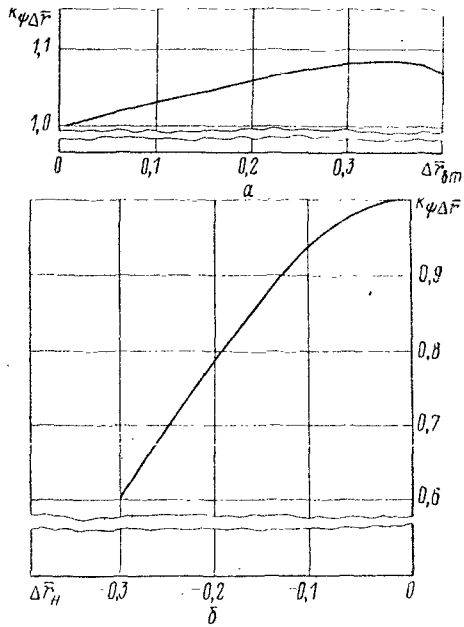
Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступени К-100-1 при корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезках от коэффициента расхода



$$\Delta\bar{r}_{н}=\frac{D_{н}-D_{н.исх}}{D_{н.исх}};\quad \Delta\bar{r}_{вт}=\frac{D_{вт}-D_{вт.исх}}{D_{н.исх}};\quad k_{\psi\Delta\bar{r}}=\frac{\psi_{опт}}{\psi_{опт.исх}}$$

Черт. 15

Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступени К-100-2л на оптимальном режиме от корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезок

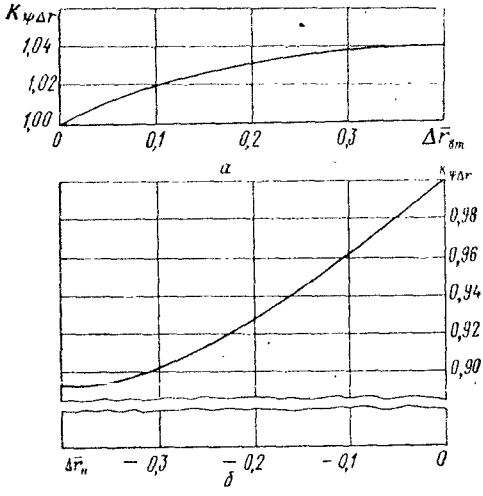


$$\Delta\bar{r}_{н}=\frac{D_{н}-D_{н.\,исх}}{D_{н.\,исх}};\qquad \Delta\bar{r}_{вт}=\frac{D_{вт}-D_{вт.\,исх}}{D_{н.\,исх}};$$

$$k_{\psi\Delta\bar{r}}=\frac{\psi_{опт}}{\psi_{опт.исх}}$$

Черт. 16

Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступени К-100-4 на оптимальном режиме от корневой (*а*) и периферийной (*б*) подрезок

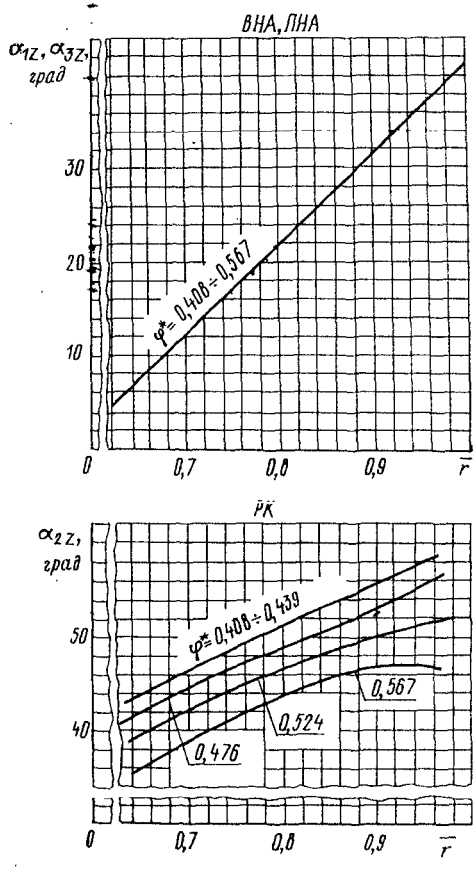


$$\Delta\bar{r}_{н}=\frac{D_{н}-D_{н.исх}}{D_{н.исх}};\qquad \Delta\bar{r}_{вт}=\frac{D_{вт}-D_{вт.исх}}{D_{н.исх}};$$

$$k_{\psi\Delta\bar{r}}=\frac{\psi_{опт}}{\psi_{опт.исх}}$$

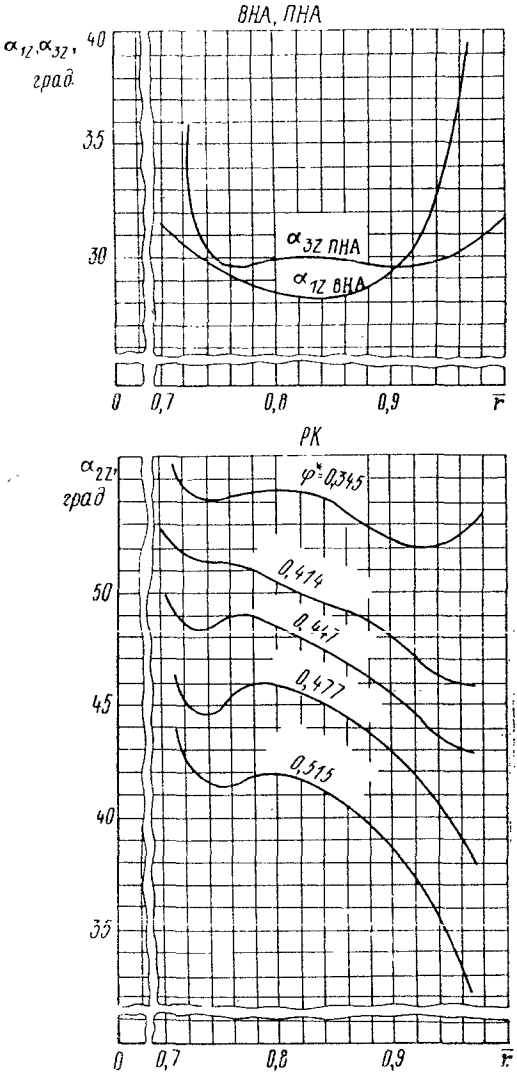
Черт. 17

Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступеней К-50-1 и К-50-5 при $\varphi^* = 0{,}408 \div 0{,}567$



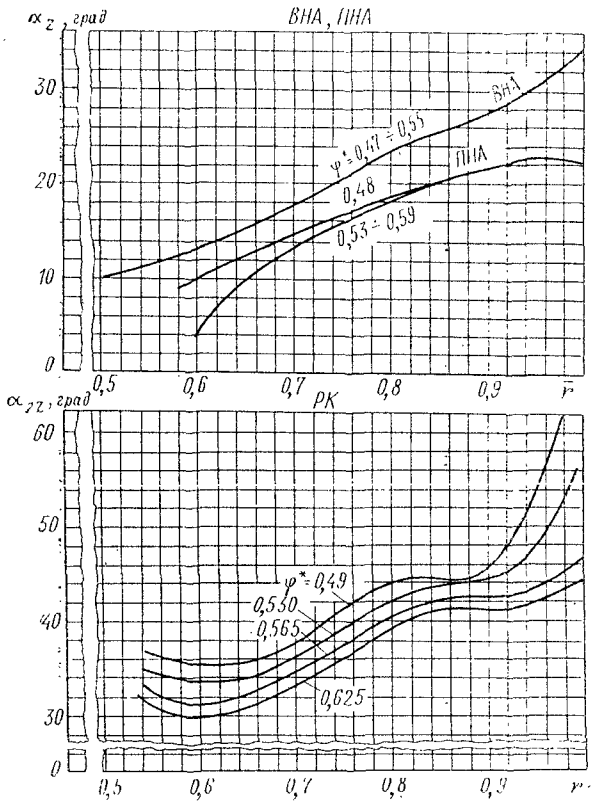
Черт. 18

Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-50-3 при $\varphi^* = 0{,}345 \div 0{,}515$



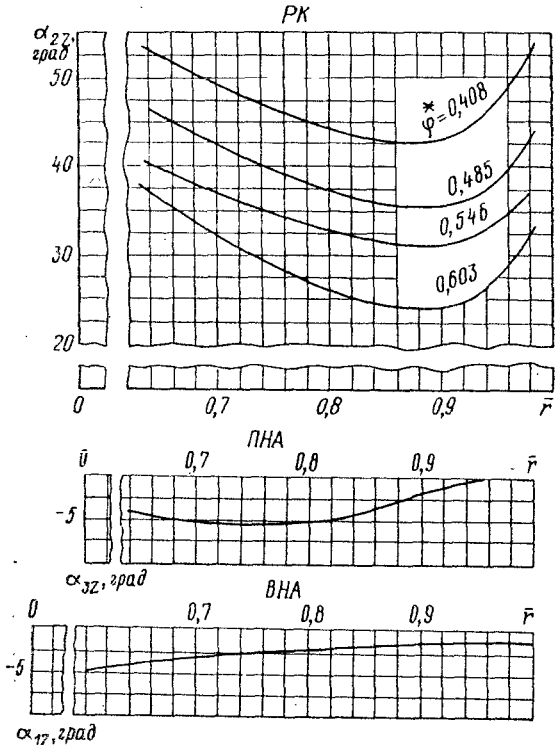
Черт. 19

Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-50-10 при $\varphi^* = 0{,}47 \div 0{,}625$



Черт. 20

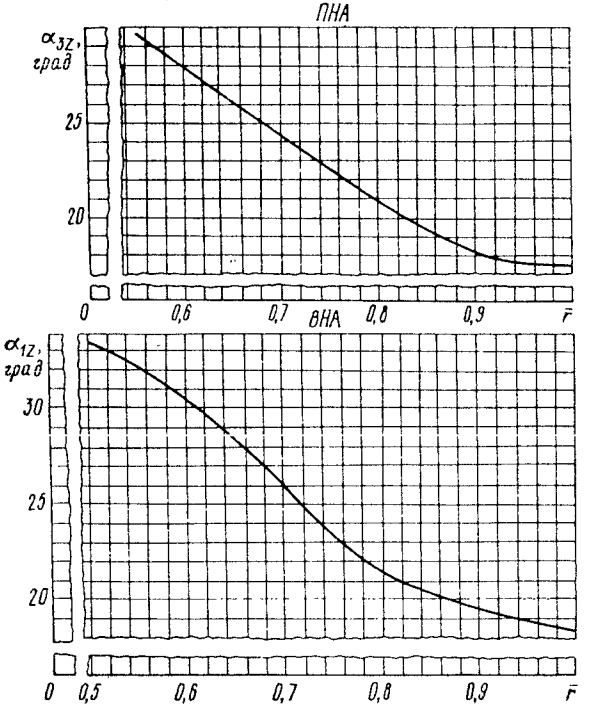
Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-70-17 при $\varphi^* = 0{,}408 \div 0{,}603$



ВНА и ПНА $\varphi^* = 0{,}451 \div 0{,}542$

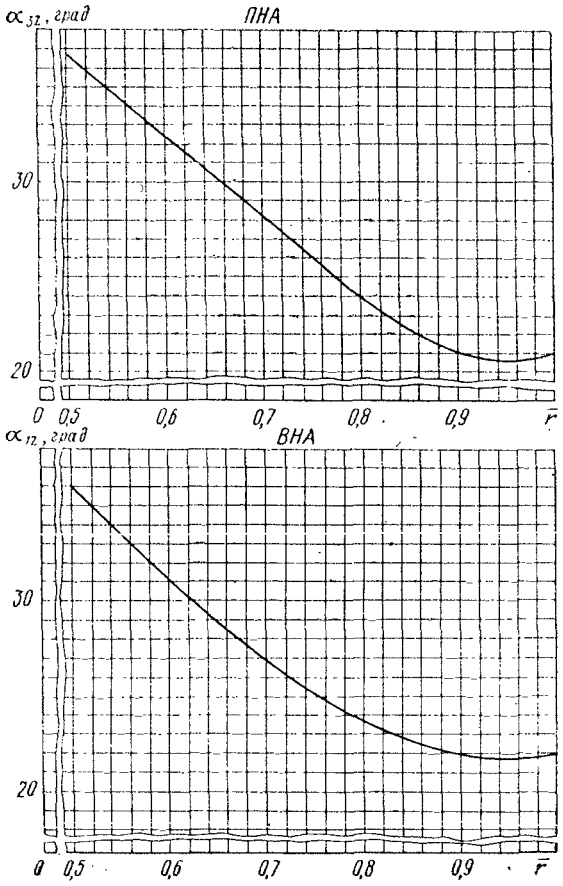
Черт. 21

Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА и ПНА ступени К-100-1 при $\varphi^* = 0{,}3 \div 0{,}5$



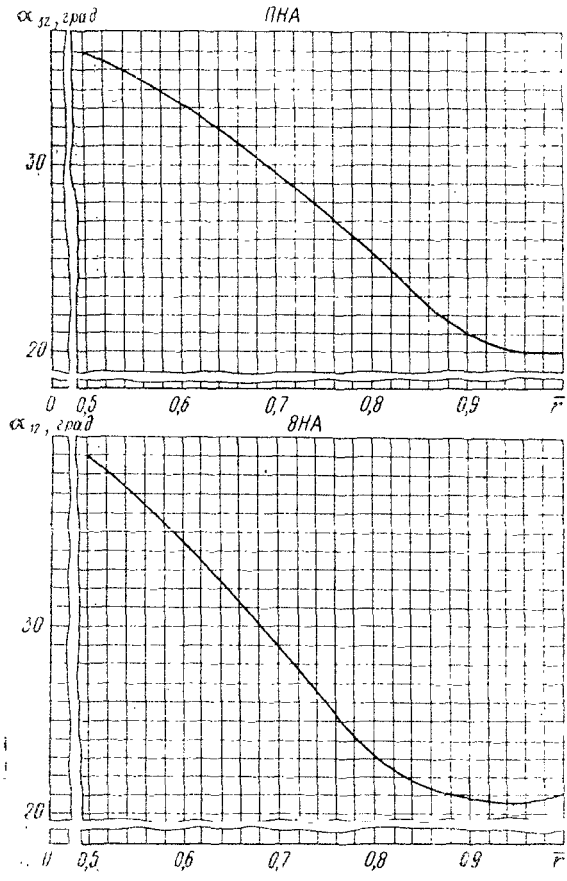
Черт. 22

Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА и ПНА ступени К-100-2л при $\varphi^* = 0{,}3 \div 0{,}55$



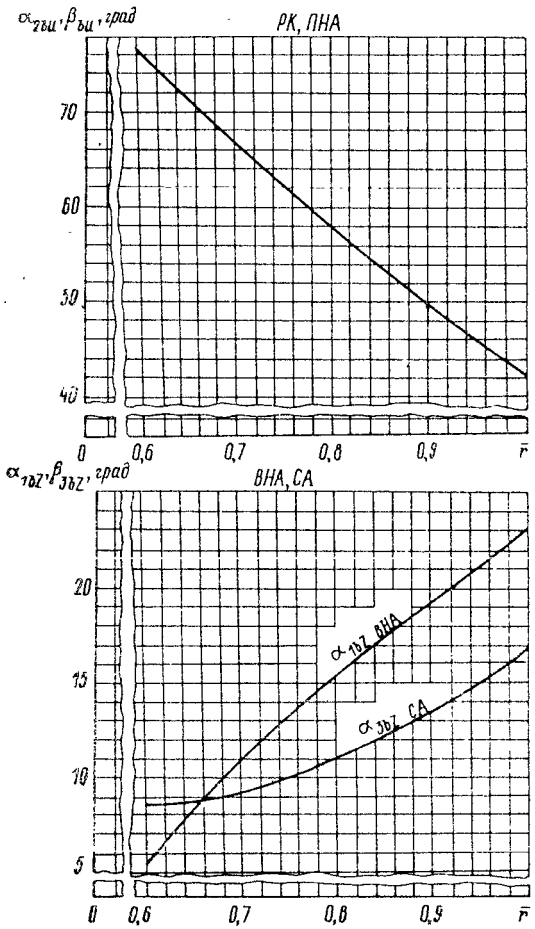
Черт. 23

Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА и ПНА ступени К-100-4 при $\varphi^* = 0{,}3 \div 0{,}55$



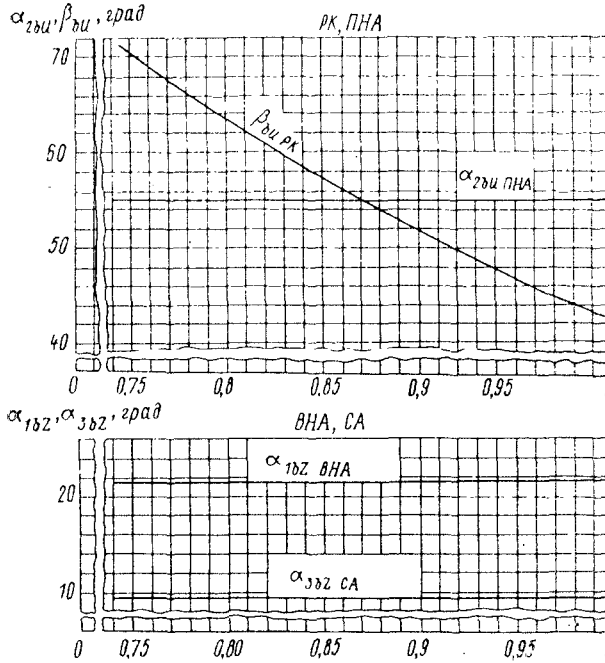
Черт. 24

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-1 (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



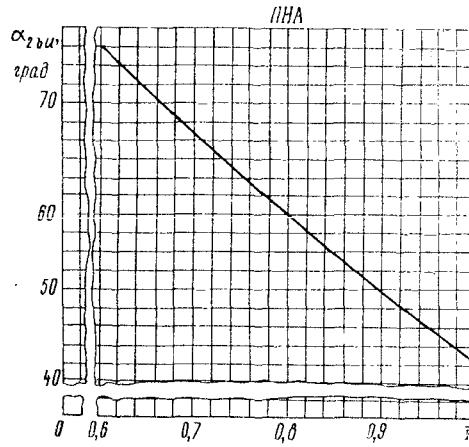
Черт. 25

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-3 (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



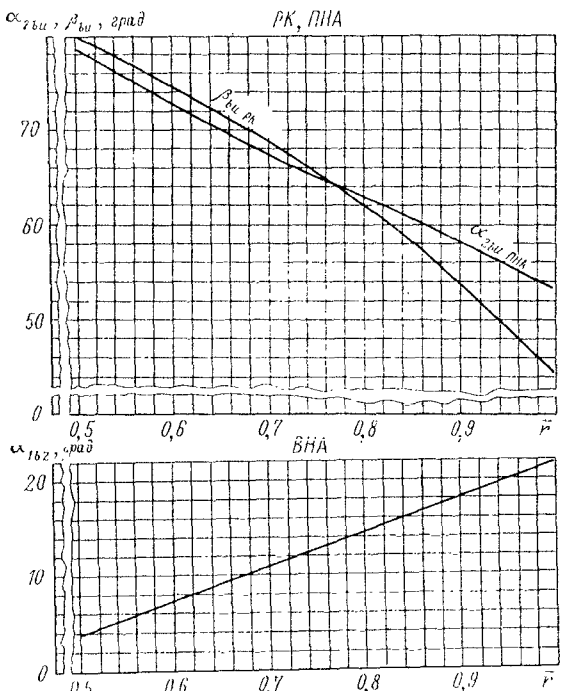
Черт. 26

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ПНА ступени К-50-5 (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



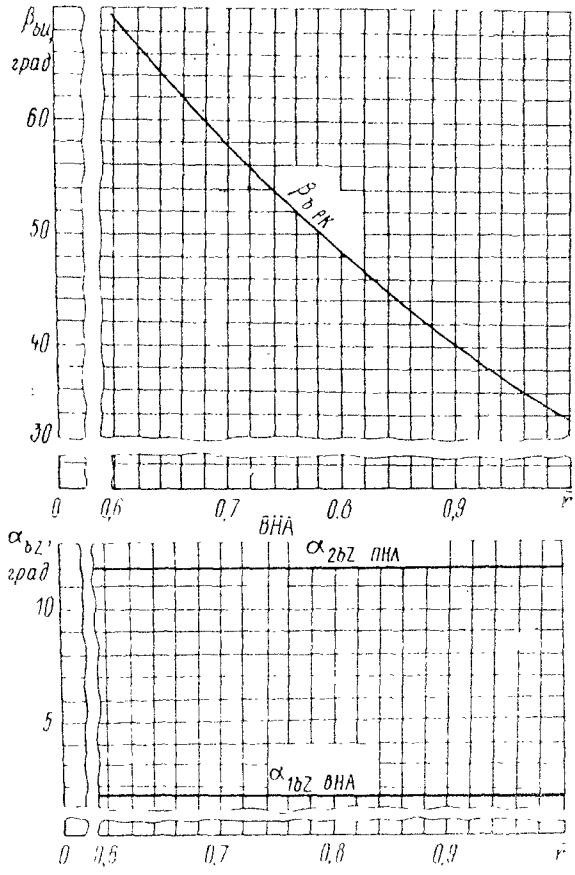
Черт. 27

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-50-10 (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



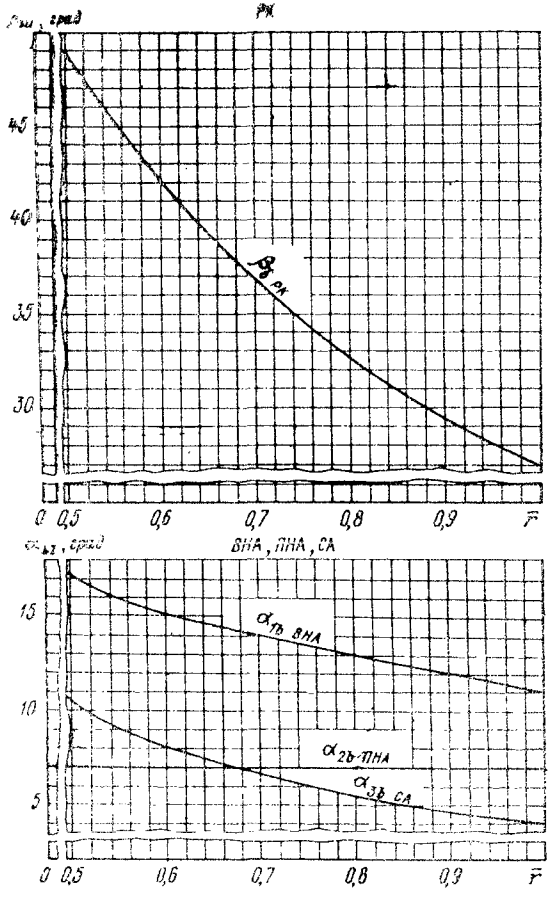
Черт. 28

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-70-17 (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



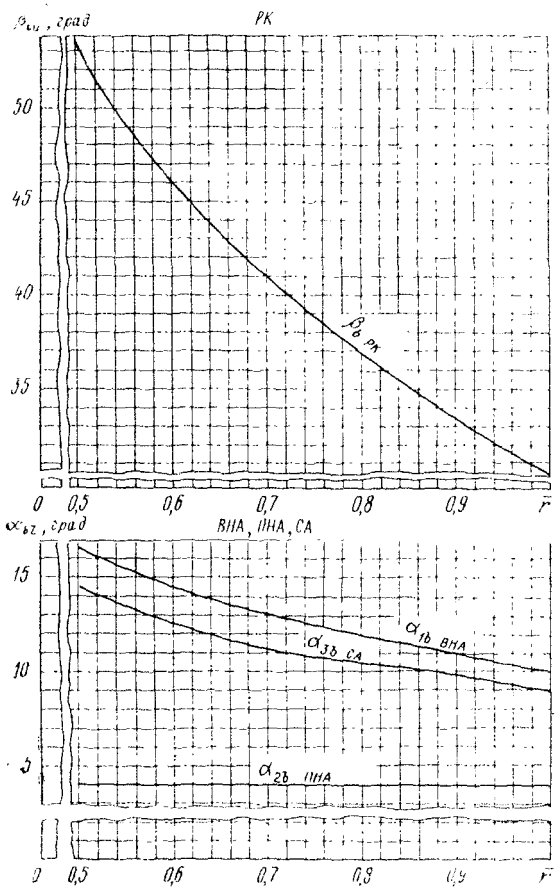
Черт. 29

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-100-1 (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



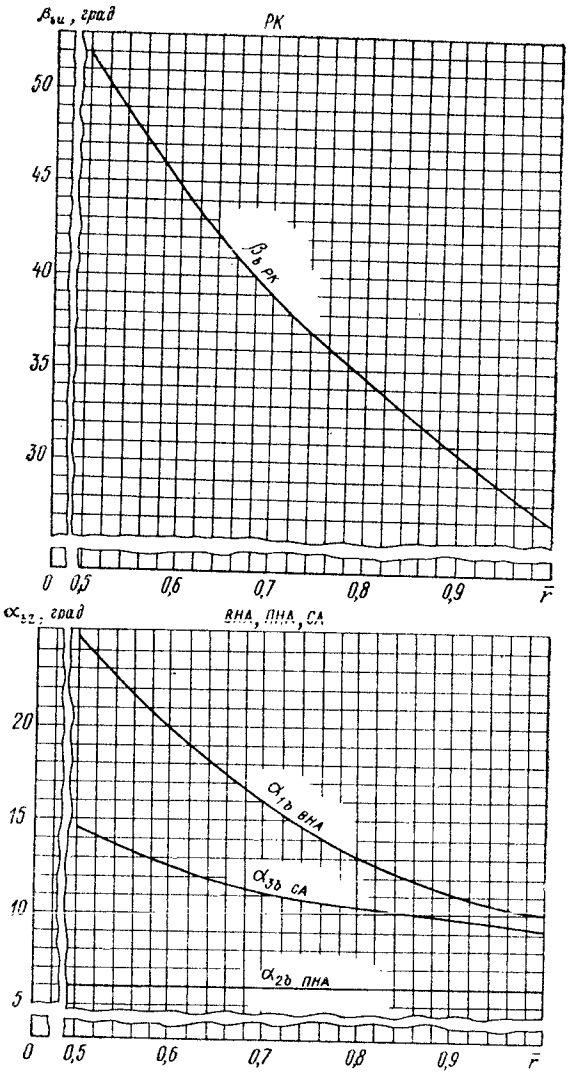
Черт. 30

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-100-2л (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



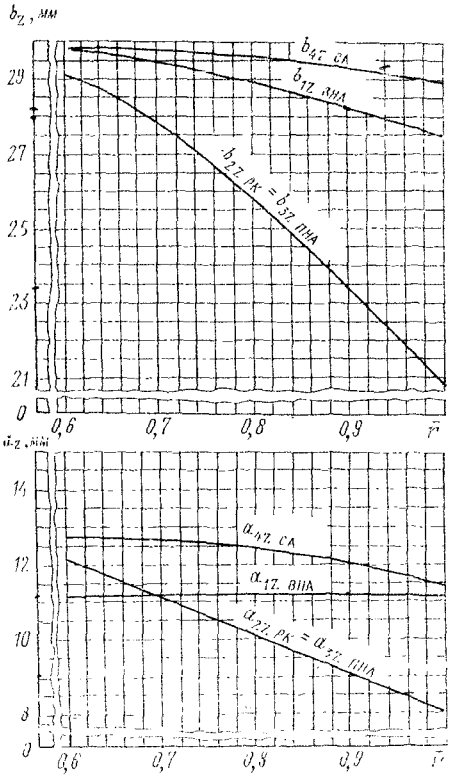
Черт. 31

Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-100-4 (отсчет углов см. черт. 2 приложения 2)



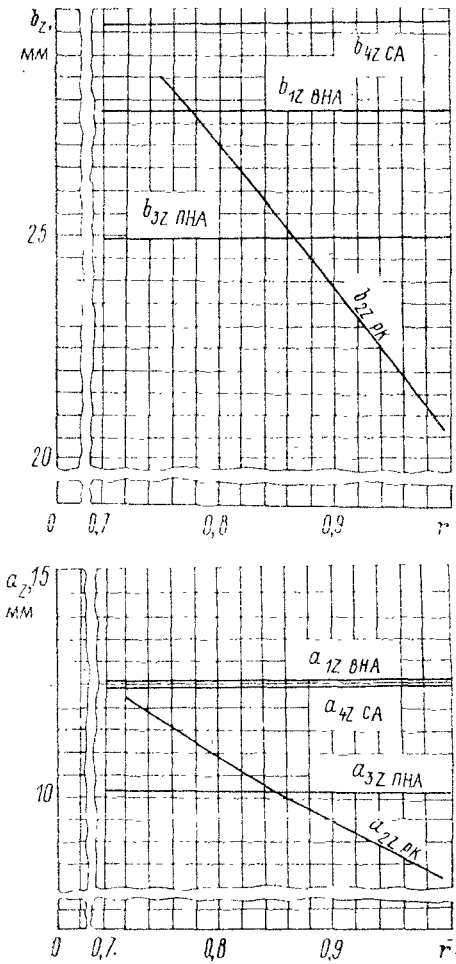
Черт. 32

Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек *M*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА, РК, СА ступени К-50-1 (отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



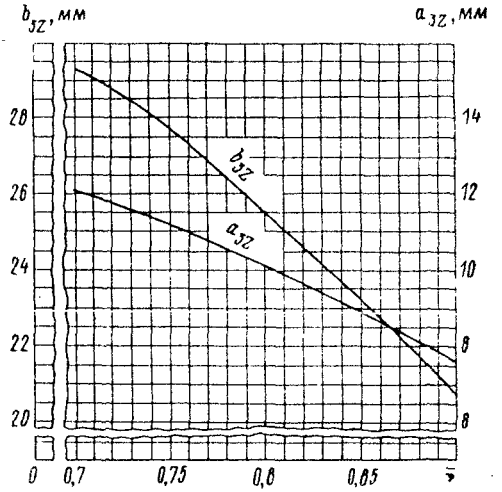
Черт. 33

Размеры профилей и положение точек поворота ступеней (точек *М*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-3
(отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



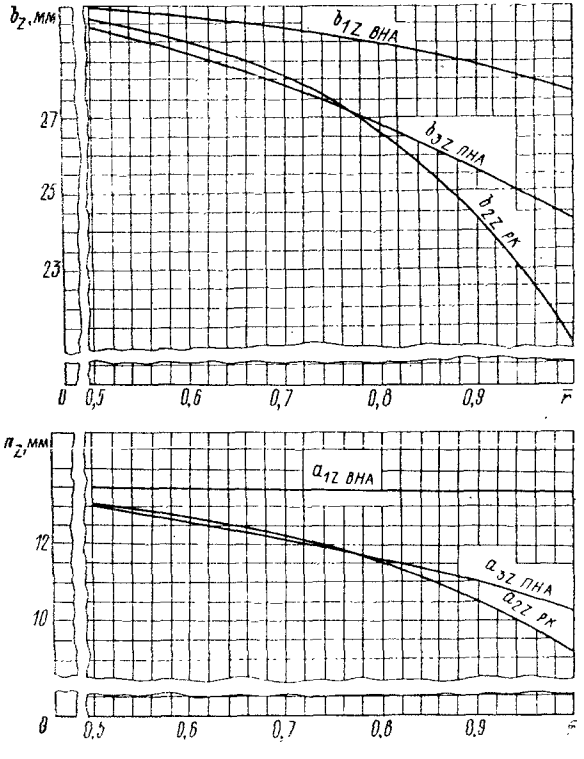
Черт. 34

Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек *M*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ПНА ступени К-50-5
(отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



Черт. 35

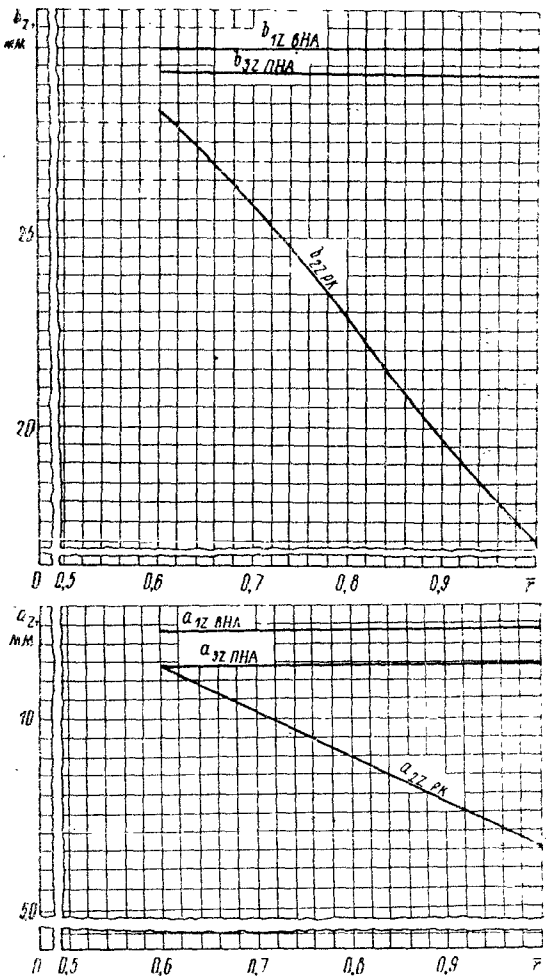
Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек *М*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-50-10 (отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



Черт. 36

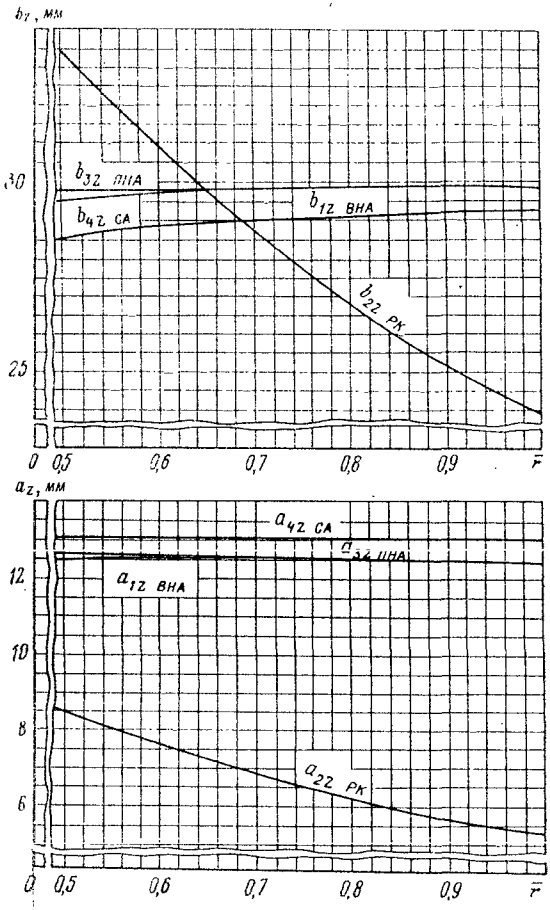
Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек *M*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-70-17

(отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



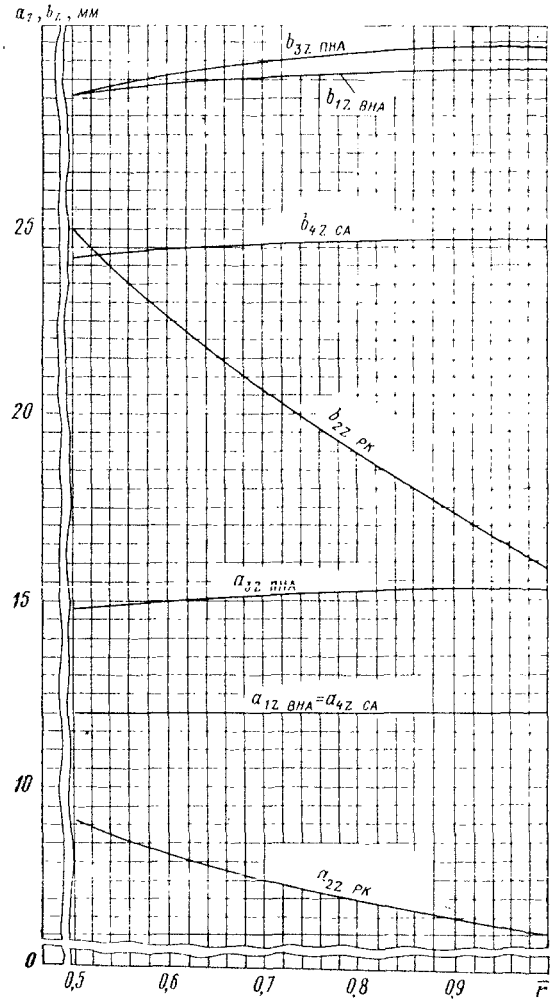
Черт. 37

Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек *M*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА, РК, СА ступени К-100-1
(отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



Черт. 38

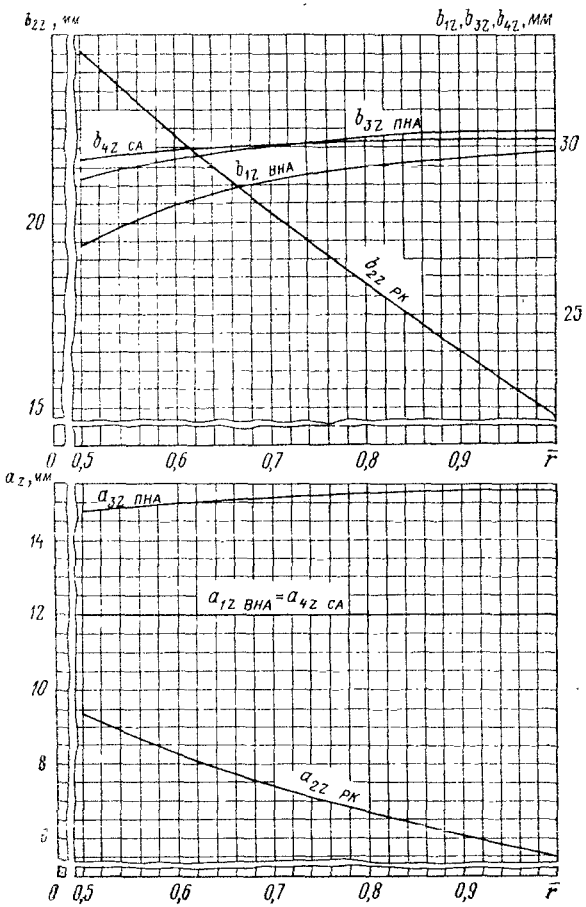
Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек *M*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА, РК, СА ступени К-100-2л
(отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



Черт. 39

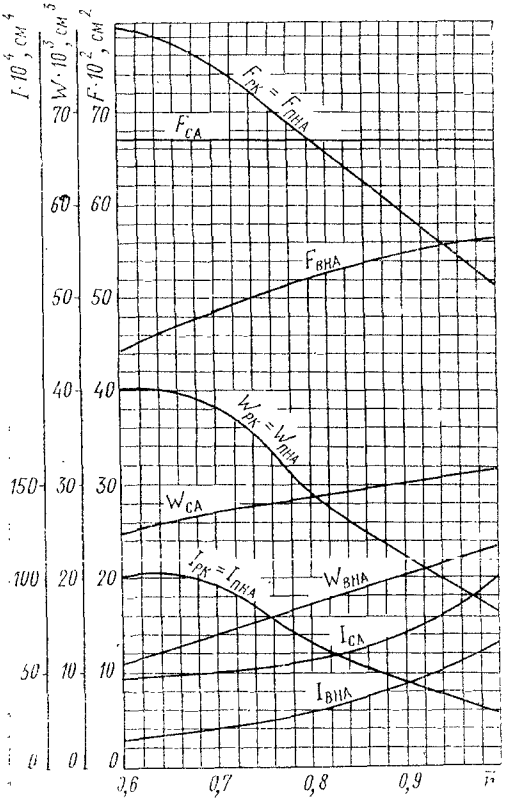
Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек *М*) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА, РК, СА ступени К-100-4

(отсчет размеров см. черт. 2 приложения 2)



Черт. 40

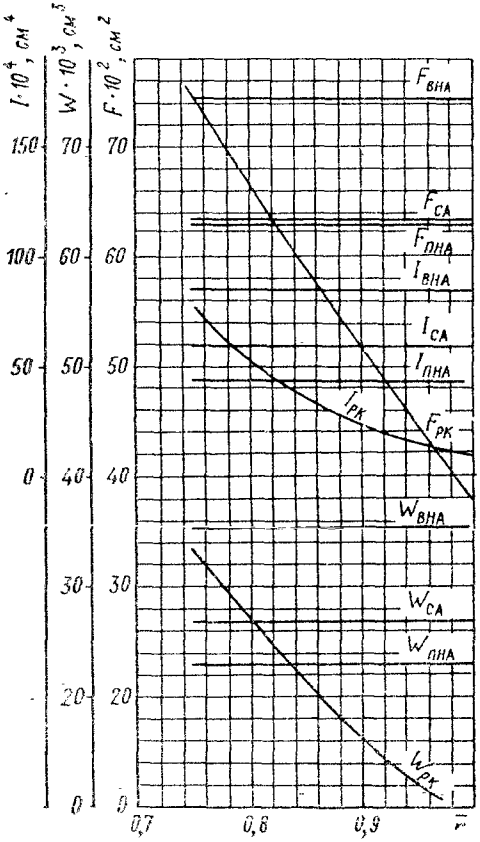
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-1 с постоянной хордой $b = 30$ мм



F — площадь плоской фигуры, ограниченной профилем лопатки; I — минимальный осевой момент инерции фигуры относительно центральной оси, параллельной внешней хорде профиля; W — минимальный момент сопротивления фигуры относительно центральной оси, параллельной внешней хорде профиля

Черт. 41

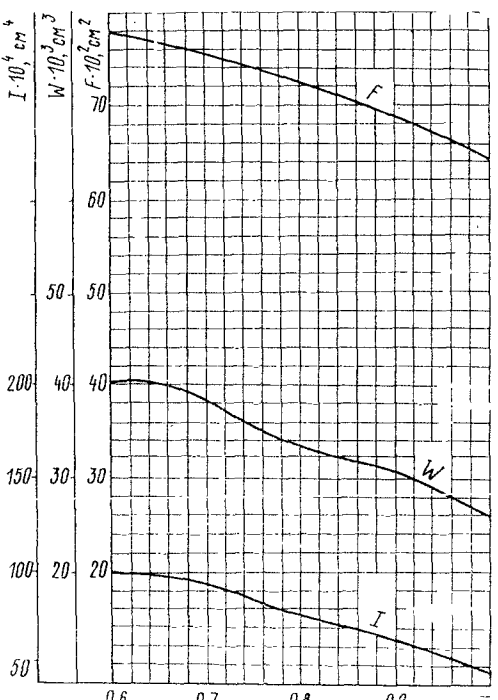
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-3 с постоянной хордой $b=30$ мм



Обозначения те же, что на черт. 41 приложения 2

Черт. 42

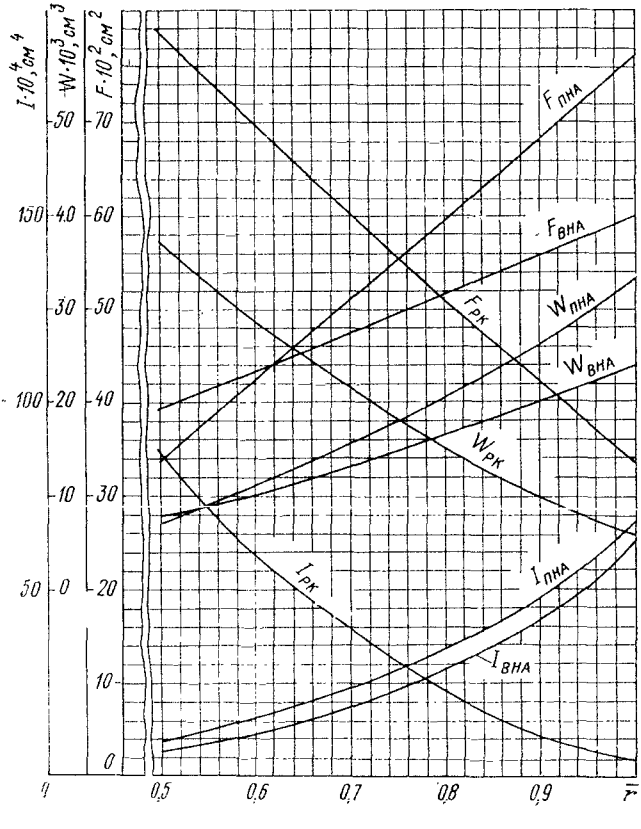
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ПНА ступени К-50-5 с постоянной хордой $b=30$ мм



Обозначения те же, что на черт. 41 приложения 2

Черт. 43

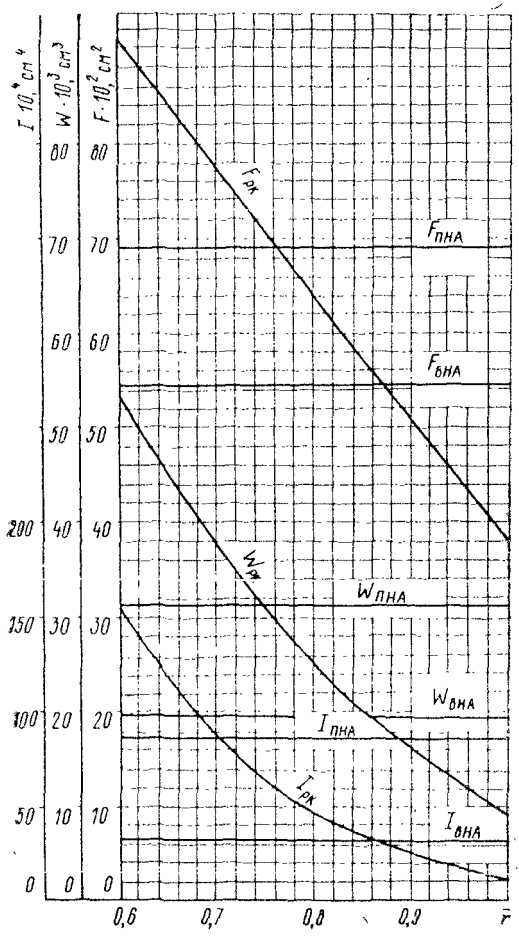
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-50-10 с постоянной хордой $b = 30$ мм



Обозначения те же, что на черт. 41 приложения 2

Черт. 44

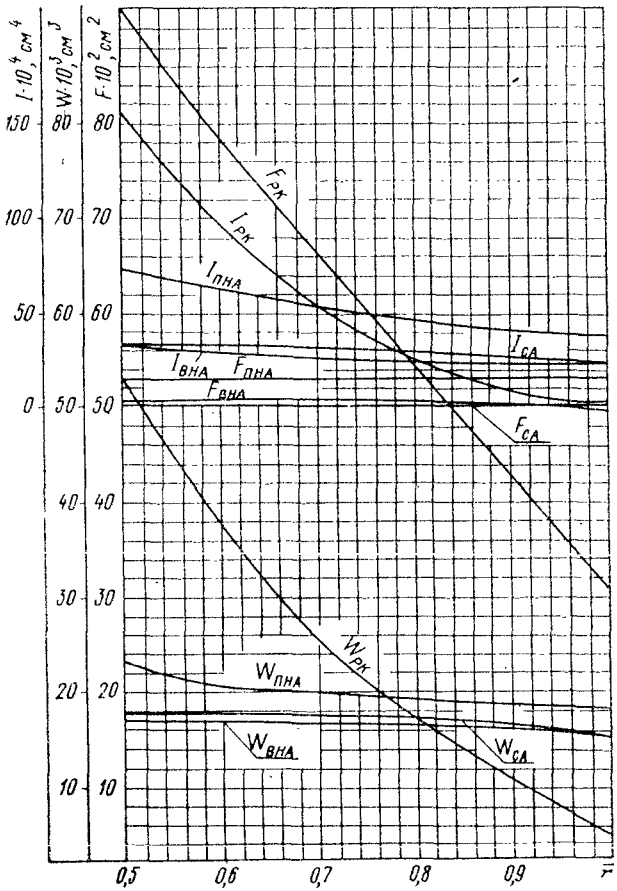
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-70-17 с постоянной хордой $b = 30$ мм



Обозначения те же, что на черт. 41 приложения 2

Черт. 45

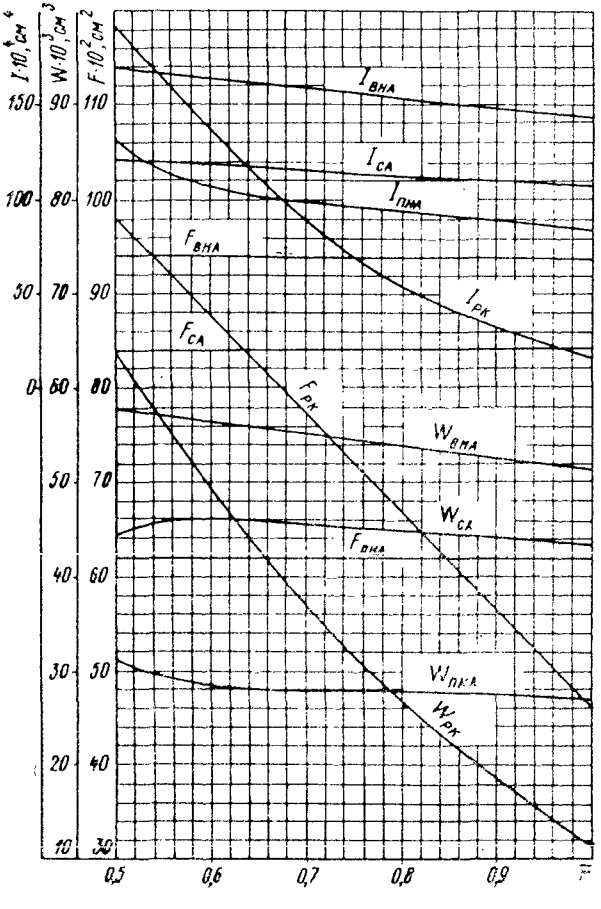
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-100-1 с постоянной хордой $b=30$ мм



Обозначения те же, что на черт. 41 приложения 2

Черт. 46

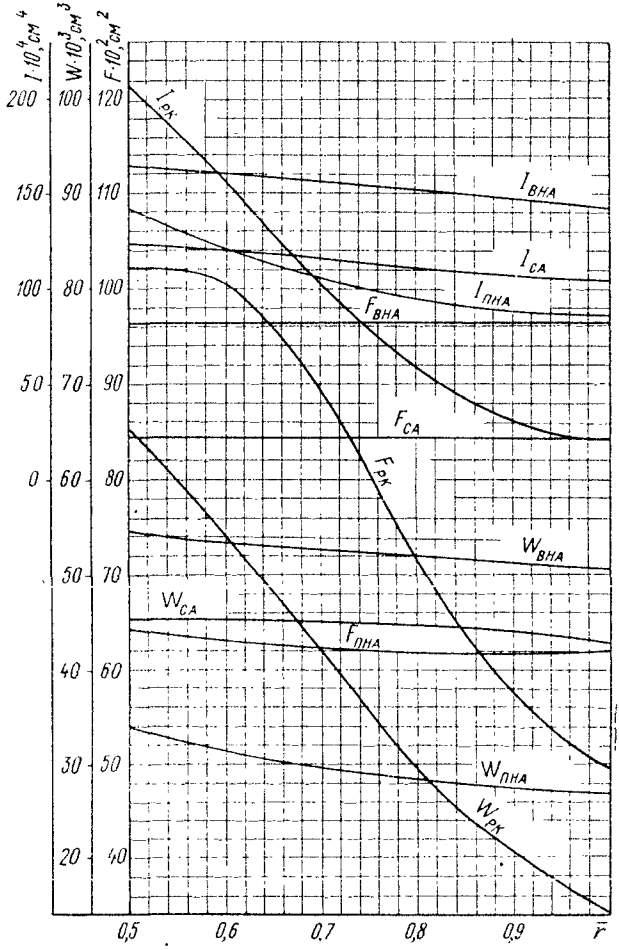
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-100-2л с постоянной хордой $b=30$ мм



Обозначения те же, что на черт. 11 приложения 2

Черт. 47

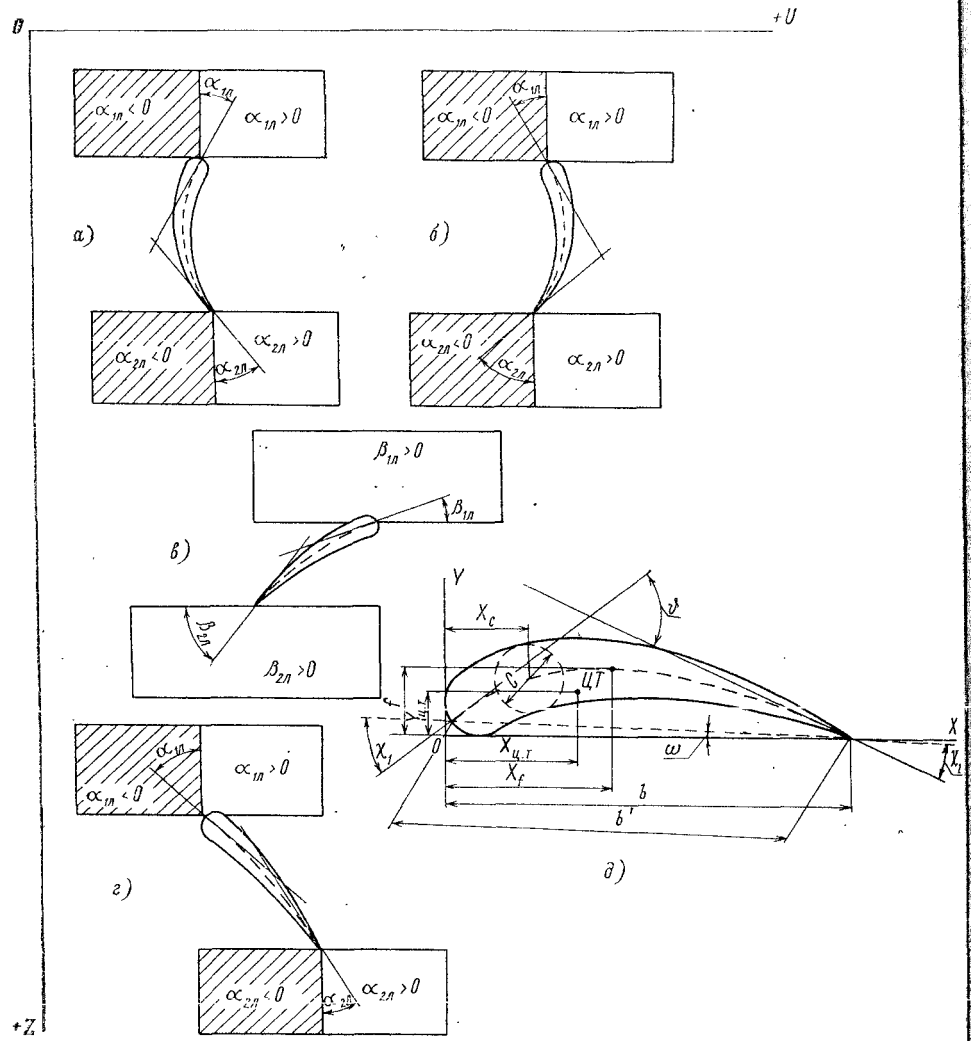
Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-100-4 с постоянной хордой $b = 30$ мм



Обозначения те же, что на черт. 41 приложения 2

Черт. 48

Схема отсчета лопаточных углов и параметров профиля лопаток



а — ВПА ступеней К-50-1, К-50-3, К-50-5, К-50-10; *б* — ВПА ступеней К-70-17, К-100-1, К-10 К-100-4; *в* — РК всех ступеней; *г* — ППА и СА всех ступеней; *д* — отсчет линейных и угловых меров профиля

Координаты $0UZ$ расположены в тангенциальной плоскости. Ось U совпадает с направл окружной скорости РК. Ось Z совпадает с направлением оси вращения РК и направлена в ст движения рабочей среды

Черт. 49

Таблица 3

Геометрические параметры решетки профилей входного направляющего аппарата ступени К-50-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$				
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,89	2,67	2,59	2,52	2,14
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~3,60	~2,59	~1,70	~0,81	~0,59
Положение максимальной толщины, мм	X_C	~7	9	10,5	11	11
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~13	~14	~14	~10,5	~9
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,25	12,45	12,71	13,01	12,9
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,88	2,15	1,53	1,07	0,84
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	26°15′	19°36′	13°26′	9°05′	6°30′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	22°30′	16°36′	10°31′	6°30′	4°0′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	2°37′	0°0′	—2°58′	—3°05′	0°
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	46°08′	36°11′	26°55′	18°40′	10°29′
Угол изогнутости	θ	48°45′	36°12′	23°57′	15°35′	10°30′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°40′	0°40′	0°54′	1°20′	1°19′

Таблица 4

Геометрические параметры решетки профилей рабочего колеса ступени К-50-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$				
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,39	2,79	3,12	3,64	3 7
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~1,99	~2,42	~2,63	~2,88	~2,89
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8	10	10,5	9,0	11,5
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~15	~15	~16,5	~15	~15,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,95	12,95	12,95	12,95	12 95
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,64	1,99	2,3	2,41	2,45
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	14°14′	14°28′	14°44′	15°48′	16 43′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	15°48′	17°32′	19°17′	20°30′	21°10′
Входной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на входе)	$\beta_{1л}$	29°07′	36°07′	44°13′	52°09′	60°20′
Выходной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на выходе)	$\beta_{2л}$	59°09′	68°07′	78°14′	88°27′	98°13′
Угол изогнутости	ϑ	30°02′	32°	34°01′	36°18′	37°53′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°43′	0°45′	0°57′	0°57′	1°03′

Таб. ица 5

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-50-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$				
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,39	2,79	3,12	3,64	3,7
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~1,99	2,42	2,63	2,88	2,89
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8	10	10,5	9	11,5
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	15	15	16,5	15	15,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,95	12,95	12,95	12,95	12,95
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,64	1,99	2,3	2,41	2,45
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	14°14′	14°28′	14°14′	15°48′	16°13′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	15°48′	17°32′	19°17′	20°30′	21°10′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—60°53′	—53°53′	—45°47′	—37°51′	—29°40′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	30°51′	21°53′	11°46′	1°33′	—8°13′
Угол изогнутости	ϑ	30°02′	32°	34°01′	36°18′	37°53′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°43′	0°45′	0°57′	0°57′	1°03′

Таблица 5

Геометрические параметры решетки профилей спрямляющего аппарата ступени К-50-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$				
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,15	3,12	3,13	3,14	3,14
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	4,12	3,02	2,23	1,65	1,26
Положение максимальной толщины, мм	X_C	10	10	10	10	10
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	15	15	14,5	13	11,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	3,27	2,46	2,01	1,67	1,53
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b''	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	λ_1	28°06′	19°50′	15°35′	12°12′	9°29′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	λ_2	29°28′	22°03′	17°	13°15′	10°12′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—44°11′	—32°22′	—25°32′	—20°05′	—16°17′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—13°23′	—9°31′	—7°03′	—5°22′	—3°24′
Угол изогнутости	ϑ	57°34′	43°53′	32°35′	25°27′	19°41′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°31′	0°43′	0°57′	1°15′	1°38′

Таблица 7

Геометрические параметры решетки профилей входного направляющего аппарата ступени К-50-3 (К-3)
(схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}=1,0 \div 0,7$
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,61
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	2,64
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	13,0
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	13,07
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,27
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	χ_1	23°50′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	χ_2	14°10′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—1°55′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	36°05′
Угол изогнутости	ϑ	38°
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°39′

Таблица 8

Геометрические параметры решетки профилей рабочего колеса ступени К-50-3 (К-3)
(схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		0,75	0,80	0,85	0,9	0,95	1,0
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,55	3,18	2,84	2,48	2,11	1,81
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	2,25	1,90	1,65	1,45	1,28	1,14
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,0	9,0	9,0	8,5	8,0	9,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	12,0	13,0	12,5	12,0	12,0	12,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,86	12,86	12,86	12,86	12,86	12,86
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,02	1,74	1,51	1,34	1,18	1,03
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	20°29′	17°33′	15°18′	13°29′	11°57′	0°33′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	12°03′	10°14′	8°53′	7°48′	6°51′	6°05′
Входной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на входе)	$\beta_{1л}$	50°31′	46°34′	42°51′	39°04′	35°33′	32°31′
Выходной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на выходе)	$\beta_{2л}$	83°03′	74°21′	67°02′	60°21′	54°21′	49°09′
Угол изогнутости	δ	32°32′	27°47′	24°11′	21°17′	18°48′	16°38′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°44′	0°41′	0°38′	0°35′	0°28′	0°25′

Таблица 9

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-50-3 (К-3)
(схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}=1{,}0\div0{,}7$
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,99
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	1,67
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,5
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	12,0
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,82
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,56
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	15°22′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	8°56′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—19°36′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	25°18′
Угол изогнутости	ϑ	24°18′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°46′

Таблица 10

Геометрические параметры решетки профилей спрямляющего аппарата ступени К-50-3 (К-3)
(схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}=1{,}0\div0{,}7$
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,02
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	2,64
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	12,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,76
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,18
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	23°50′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	14°10′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	32°49′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—5°11′
Угол изогнутости	ϑ	38°
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°22′

Таблица 11

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-50-5 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$				
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,99	3,23	3,37	3,63	3,71
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	1,99	2,42	2,63	2,88	2,89
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8	10	10	10,5	1[illegible],5
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	15	15	16,5	15	15,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	2,06	2,07	2,30	2,42	2,46
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	12,9	12,9	12,9	12,9	12,9
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	14°14′	14°28′	14°14′	15°48′	16°43′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	15°48′	17°32′	19°17′	20°30′	21°10′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—60°53′	—53°53′	—45°47′	—37°51′	—29°40′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	30°51′	21°53′	11°46′	1°33′	—8°13′
Угол изогнутости	ϑ	30°02′	32°	34°01′	36°18′	37°53′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°43′	0°45′	0°57′	0°57′	1°03′

Таблица 12

Геометрические параметры решетки профилей входного направляющего аппарата ступени К-50-10 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,70	2,52	2,37	2,16	1,98	1,80
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	3,30	2,61	2,02	1,45	0,89	0,32
Положение максимальной толщины, мм	X_C	12	12	12	12	12	12
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	15	15	15	15	15	15
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	3,5
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,67	2,20	1,72	1,36	1,05	0,84
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	χ_1	23°45′	19°09′	15°02′	10°54′	6°48′	2°29′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	χ_2	23°45′	19°09′	15°02′	10°54′	6°48′	2°29′
Входиой угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—1°30′	—0°50′	—0°10′	0°40′	1°20′	2°
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	46°01′	37°32′	29°54′	22°26′	14°56′	6°58′
Угол изогнутости	θ	47°30′	38°18′	30°03′	21°48′	13°36′	4°58′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°28′	0°28′	0°28′	0°30′	0°42′	1°

Таблица 13

Геометрические параметры решетки профилей рабочего колеса ступени К-50-10 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	1,53	1,94	2,36	2,77	3,18	3,36
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	0,56	1,06	1,48	1,80	2,05	2,33
Положение максимальной толщины, мм	X_C	12	12	12	12	12	12
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	15	15	15	15	15	15
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	13,55	13,55	13,55	13,55	13,55	13,55
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	0,66	1,02	1,36	1,65	1,90	2,13
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	χ_1	4°18′	8°	11°09′	13°30′	15°16′	17°15′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	χ_2	4°18′	8°	11°09′	13°30′	15°16′	17°15′
Входной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на входе)	$\beta_{1л}$	40°46′	46°38′	51°27′	55°50′	59°57′	63°02′
Выходной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на выходе)	$\beta_{2л}$	49°22′	62°37′	73°45′	82°48′	90°28′	97°33′
Угол изогнутости	δ	8°36′	16°	22°18′	27°	30°32′	31°30′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°41′	0°37′	0°36′	0°41′	0°47′	0°52′

Таблица 14

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-50-10 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,7	2,52	2,37	2,16	1,98	1,80
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	3,30	2,61	2,02	1,45	0,89	0,32
Положение максимальной толщины, мм	X_C	12	12	12	12	12	12
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	15	15	15	15	15	15
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	13,55	13,55	13,55	13,55	13,55	13,55
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,69	1,62	1,55	1,47	1,41	1,37
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	12°30′	12°30′	12°30′	12°30′	12°30′	12°30′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	12°30′	12°30′	12°30′	12°30′	12°30′	12°30′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	47°59′	43°26′	39°08′	34°35′	29°38′	22°52′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	22°59′	18°27′	14°05′	9°36′	4°37′	1°08′
Угол изогнутости	θ	25°	25°	25°	25°	25°	25°
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	1°19′	0°59′	0°43′	0°31′	0°20′	0°13′

Таблица 15

Геометрические параметры решетки профилей входного направляющего аппарата ступени К-70-17 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}=1,0 \div 0,6$
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,0
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	0,17
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,9
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	13,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,4
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,49
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	χ_1	1°37′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	χ_2	1°05′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	0°
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—2°42′
Угол изогнутости	ϑ	2°42′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°

Таблица 16

Геометрические параметры решетки профилей рабочего колеса ступени К-70-17 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$				
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
Максимальная толщина профиля, мм	C	1,8	2,4	3,0	3,6	4,2
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	1,41	1,62	1,89	2,46	3,36
Положение максимальной толщины, мм	X_C	11,1	11,1	11,1	11,1	11,1
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	15	15	15	15	15
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	13	13	13	13	13
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,2	1,46	1,78	2,33	2,93
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	10°42′	12°12′	14°50′	18°57′	24°11′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	10°42′	12°12′	14°50′	18°57′	24°11′
Входной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на входе)	$\beta_{1л}$	23°38′	29°20′	34°13′	40°02′	46°28′
Выходной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на выходе)	$\beta_{2л}$	45°01′	53°44′	63°53′	77°56′	94°50′
Угол изогнутости	ϑ	21°24′	24°24′	29°40′	37°54′	48°22′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°36′	0°46′	0°55′	1°05′	1°23′

Таблица 17

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-70-17 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}=1,0\div0,6$
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,34
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	3,34
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	12,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,39
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,77
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	28°51′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	19°14′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	39°50′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—8°15′
Угол изогнутости	ϑ	48°05′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°55′

Таблица 18

Геометрические параметры решетки профилей входного направляющего аппарата ступени К-100-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	1,71	1,81	1,88	2,04	2,17	2,45
Положение максимальной толщины, мм	X_C	10	10	10	10	10	10
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	13,0	13,0	13,0	13,0	14,0	14,5
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,60	12,55	12,56	12,56	12,68	12,65
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,46	1,56	1,65	1,77	1,87	2,06
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	15°07′	15°29′	15°48′	16°11′	16°45′	17°37′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	11°03′	11°36′	12°15′	13°06′	14°	15°23′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—3°32′	—3°01′	—2°20′	—1°38′	—1°	+0°06′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—22°38′	—24°04′	—25°43′	—27°39′	—29°45′	—33°06′
Угол изогнутости профиля	ϑ	26°10′	27°05′	28°03′	29°17′	30°45′	33°
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°35′	0°28′	0°28′	0°33′	0°45′	0°43′

Таблица 19

Геометрические параметры решетки профилей рабочего колеса ступени К-100-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	1,46	2,0	2,58	3,24	3,85	4,50
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	0,77	1,15	1,47	1,90	2,47	3,21
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,0	9,5	10	9,5	9,0	8,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	12,0	12,5	12,5	12,5	13,0	13,0
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	0,75	1,05	1,40	1,70	2,15	2,80
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	10°05′	12°50′	16°50′	21°05′	26°10′	31°
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	3°52′	5°43′	8°03′	10°48′	14°33′	19°10′
Входной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на входе)	$\beta_{1л}$	17°21′	17°11′	16°23′	16°40′	16°39′	18°52′
Выходной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на выходе)	$\beta_{2л}$	31°18′	35°44′	41°16′	48°34′	57°22′	69°02′
Угол изогнутости профиля	θ	13°57′	18°33′	24°53′	31°53′	40°43′	50°10′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°26′	0°31′	0°43′	0°46′	0°49′	0°52′

Таблица 20

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-100-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,51	2,51	2,51	2,51	2,51	2,51
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	2,48	2,73	2,94	3,25	3,65	4,13
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9	9	9	9	9	9
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	14	15	15	15	15	15
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,9	12,83	12,7	12,82	12,87	12,85
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,13	2,31	2,43	2,64	2,92	3,22
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	21°42′	23°39′	25°42′	27°42′	29°11′	29°30′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	17°45′	19°02′	20°24′	22°18′	23°13′	25°24′
Входной угол лопатки (между осью z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—13°59′	—15°57′	—18°	—20°04′	—21°43′	—22°12′
Выходной угол лопатки (между осью z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—25°28′	—26°44′	—28°06′	—29°56′	—30°41′	—32°42′
Угол изогнутости профиля	ϑ	39°27′	42°41′	46°06′	50°	52°23′	54°64′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°43′	0°42′	0°42′	0°38′	0°28′	0°18′

Таблица 21

Геометрические параметры решетки профилей спрямляющего аппарата ступени К-100-1 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,40	2,40	2,40	2,40	2,40	2,40
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	1,7	1,78	1,88	1,98	2,18	2,43
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	14,0	14,0	14	14	14	14
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,56	12,57	12,58	12,59	12,60	12,61
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,47	1,50	1,62	1,67	1,78	1,98
Хорда профиля внутренняя	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	13°18′	14°02′	14°41′	15°30′	15°55′	16°11′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	10°33′	11°18′	12°12′	13°14′	14°40′	17°07′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—16°47′	—18°01′	—19°35′	—21°39′	—23°24′	—26°05′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—7°04′	—7°19′	—7°18′	—7°05′	—7°11′	—7°13′
Угол изогнутости профиля	ϑ	23°51′	25°20′	26°53′	28°44′	30°35′	33°18′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	0°31′	0°31′	0°31′	0°31′	0°31′	0°31′

Таблица 22

Геометрические параметры решетки профилей входного направляющего аппарата ступени К-100-2л (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	4,68	4,68	4,68	4,68	4,68	4,68
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~2,25	~2,46	~2,62	~2,83	~3,02	~3,21
Положение максимальной толщины, мм	X_C	10	10	10	10	10	10
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~11	~11	~11	~11	~11	~11
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,33	2,45	2,52	2,64	2,76	2,87
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,41	12,41	12,41	12,38	12,38	12,39
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	χ_1	21°	22°	23°40′	25°42′	27°38′	29°33′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	χ_2	10°18′	11°19′	12°30′	13°51′	15°39′	18°14′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—9°17′	—9°34′	—10°17′	—11°22′	—12°05′	—12°03′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—22°01′	—23°45′	—25°53′	—28°11′	—31°12′	—35°44′
Угол изогнутости профиля	ϑ	31°18′	33°19′	36°10′	39°33′	43°17′	47°47′
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	1°43′	1°26′	1°23′	1°20′	1°03′	1°

Таблица 26

Геометрические параметры решетки профилей рабочего колеса ступени К-100-2л (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,35	2,94	3,34	3,82	4,32	4 81
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~1,03	~1,50	~1,77	~2,27	~2,84	3 49
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8,0	9,5	9,5	9,5	9,0	8 0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~10	~11	~12	~12	~12	~12
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,58	12,58	12,58	12,50	12,50	12 50
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,12	1,38	1,75	2,05	2,55	3 12
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	9°14′	12°30′	15°47′	19°06′	22°47′	29 30′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	6°	7°41′	10°28′	13°30′	16°27′	19 30′
Входной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на входе)	$\beta_{1л}$	22°25′	22°	22°19′	23°03′	24°28′	25 15′
Выходной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на выходе)	$\beta_{2л}$	37°39′	42°11′	48°34′	55°39′	63°42′	74 15′
Угол изогнутости профиля	ϑ	15°14′	20°11′	26°15′	32°36′	39°14′	49°
Угол между внешней и внутренней хордами	ω	1°09′	1°	1°06′	1°09′	1°15′	1°15′

Таблица 24

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-100-2л (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,00	3,01	3,01	3,04	3,06	3,09
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~3,95	~4,08	~4,27	~4,57	~4,94	~5,46
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,0	8,5	8,5	8,0	8,0	8,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~15	~15	~15	~15	~15	~15
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	3,17	3,27	3,39	3,59	3,83	4,24
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,51	12,07	12,39	12,29	12,15	11,80
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	29°33′	30°45′	32°24′	34°18′	36°42′	41°11′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	26°20′	27°30′	28°36′	29°54′	32°	36°43′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—25°07′	—26°19′	—28°07′	—30°04′	—32°31′	—37°
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—30°46′	31°56′	—32°53′	—34°08′	—36°11′	—40°54′
Угол изогнутости профиля	ϑ	55°53′	58°15′	61°	64°12′	68°42′	77°54′
Угол между внутренней и внешней хордами	ω	0°26′	0°26′	0°17′	0°14′	0°11′	0°11′

Таблица 25

Геометрические параметры решетки профилей спрямляющего аппарата ступени К-100-2л (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,93	3,93	3,93	3,93	3,93	3,93
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~2,56	~2,68	~2,76	~2,89	~3,00	~3,11
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~13	~13	~13	~13	~13	~13
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,31	2,38	2,46	2,57	2,63	2,73
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,93	12,98	12,98	12,98	12,91	12,91
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	19°20′	19°30′	19°51′	20°12′	20°36′	21°18′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	15°54′	16°06′	16°27′	17°12′	18°	19°
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—27°14′	—28°27′	—29°15′	—30°06′	—32°	—34°42′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—8°	—7°09′	—7°03′	—7°18′	—6°36′	—5°36′
Угол изогнутости профиля	ϑ	35°14′	35°36′	36°18′	37°24′	38°36′	40°18′
Угол между внутренней и внешней хордами	ω	1°06′	1°03′	1°06′	1°06′	1°06′	1°06′

Таблица 26

Геометрические параметры решетки профилей входного направляющего аппарата ступени К-100-4 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	4,68	4,68	4,68	4,68	4,68	4,68
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~2,25	~2,46	~2,62	~2,83	~3,02	~3,21
Положение максимальной толщины, мм	X_C	10	10	10	10	10	10
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~11	~11	~11	~11	~11	~11
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,33	2,45	2,52	2,64	2,76	2,87
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,41	12,41	12,41	12,38	12,38	12,39
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	21°	22°	23°40′	25°42′	27°38′	29°33′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	10°18°	11°19′	12°30′	13°51′	15°39′	18°14′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—9°17′	—9°34′	—9°17′	—8°32′	—6°45′	—3°43′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—22°01′	—23°45′	—26°53′	—31°01′	—36°32′	—44°04′
Угол изогнутости профиля	ϑ	31°18′	33°19′	36°10′	39°33′	43°17′	47°47′
Угол между внутренней и внешней хордами	ω	1°43′	1°26′	1°23′	1°20′	1°03′	1°

Таблица 27

Геометрические параметры решетки профилей рабочего колеса ступени К-100-4
(схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	2,36	2,94	3,32	3,83	4,68	4,85
Максимальная вогнутость, (стрелка прогиба), мм	f	~1,19	~1,50	~1,79	~2,32	~3,14	~3,56
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8,0	9,5	10	10	9,5	9
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~12	~12	~12	~12	~13	~14
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,46	12,48	12,52	12,57	12,65	12,91
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	1,16	1,46	1,72	2,13	2,65	3,06
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	12°	13°54′	16°07′	18°36′	21°30′	24°50′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	5°56′	6°59′	9°06′	11°43′	15°51′	20°06′
Входной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на входе)	$\beta_{1л}$	16°45′	18°38′	20°25′	22°26′	25°12′	29°19′
Выходной угол лопатки (между осью U и касательной к осевой дуге на выходе)	$\beta_{2л}$	34°41′	39°31′	45°38′	52°45′	62°33′	74°15′
Угол изогнутости профиля	θ	17°56′	20°53′	25°13′	30°19′	37°21′	44°56′
Угол между внутренней и внешней хордами	ω	0°55′	1°02′	1°02′	1°02′	1°02′	1°09′

Таблица 28

Геометрические параметры решетки профилей промежуточного направляющего аппарата ступени К-100-4 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,00	3,01	3,01	3,04	3,06	3,09
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~3,95	~4,08	~4,27	~4,57	~4,94	~5,46
Положение максимальной толщины, мм	X_C	9,0	8,5	8,5	8,0	8,0	8,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~15	~15	~15	~15	~15	~15
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	3,17	3,27	3,39	3,59	3,83	4,24
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,51	12,07	12,39	12,29	12,15	11,80
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	29°33′	30°45′	32°24′	34°18′	36°42′	41°11′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	26°20′	27°30′	28°36′	29°54′	32°	36°43′
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—23°07′	—24°19′	—26°07′	—28°04′	—30°31′	—35°
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—32°46′	—33°56′	—34°53′	—36°08′	—38°11′	—42°54′
Угол изогнутости профиля	θ	55°53′	58°15′	61°	64°12′	68°42′	77°54′
Угол между внутренней и внешней хордами	ω	0°26′	0°26′	0°17′	0°14′	0°11′	0°11′

Таблица 29

Геометрические параметры решетки профилей спрямляющего аппарата ступени К-100-4 (схемы профилей — черт. 2, 49 приложения 2)

Величина	Обозначение	$\bar{r}$					
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Максимальная толщина профиля, мм	C	3,93	3,93	3,93	3,93	3,93	3,93
Максимальная вогнутость (стрелка прогиба), мм	f	~2,56	~2,68	~2,76	~2,89	~3,00	~3,11
Положение максимальной толщины, мм	X_C	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
Положение максимальной вогнутости, мм	X_f	~13,0	~13,0	~13,0	~13,0	~13,0	~13,0
Координата центра тяжести, мм	$Y_{ц.т}$	2,31	2,38	2,46	2,57	2,63	2,73
Координата центра тяжести, мм	$X_{ц.т}$	12,93	12,98	12,98	12,98	12,91	12,91
Хорда профиля внутренняя, мм	b'	30	30	30	30	30	30
Хорда профиля внешняя, мм	b	30	30	30	30	30	30
Входной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на входе)	γ_1	19°20′	19°30′	19°51′	20°12′	20°36′	21°18′
Выходной угол профиля (между хордой b' и касательной к осевой дуге на выходе)	γ_2	15°54′	16°06′	16°27′	17°12′	18°	19°
Входной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на входе)	$\alpha_{1л}$	—27°14′	—28°27′	—29°15′	—30°06′	—32°	—34°42′
Выходной угол лопатки (между осью Z и касательной к осевой дуге на выходе)	$\alpha_{2л}$	—8°	—7°09′	—7°03′	—7°18′	—6°36′	—5°36′
Угол изогнутости профиля	ϑ	35°14′	35°36′	36°18′	37°24′	38°36′	40°18′
Угол между внутренней и внешней хордами	ω	1°06′	1°03′	1°06′	1°06′	1°06′	1°06′

ПРИЛОЖЕНИЕ 3 К РТМ 24.020.17—73

Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА

1. Задание на расчет компрессора:

Давление на входе во всасывающий патрубок $p_в^*$	98,1 кПа
Температура на входе (расчетная) $T_в^*$	278 К
Диапазон температур входа $\Delta T_в^*$	0
Степень повышения полного давления в компрессоре (цилиндр низкого давления) $\pi_к^*$	3
Производительность компрессора G	132 кг/с
Рабочее тело компрессора — воздух с физическими константами:	
показатель адиабаты k	1,4
газовая постоянная R	278,1 Дж/кг·К
Частота вращения ротора n	50 1/с (3000 об/мин)
Коэффициент полезного действия компрессора η	$\geqslant 0,86$

2. Принимаем коэффициенты потерь в патрубках, включая ВНА и СА: $\zeta_в=0,1$, $\zeta_к=0,45$.

Оцениваем величину потерь во всасывающем патрубке, приняв $c_1=120$ м/с :

$$\rho_1 \approx \rho_в^* = \frac{p_в^*}{RT_в^*} = \frac{98,1\cdot 10^3}{278,1\cdot 278} = 1,23 \text{ кг/м}^3.$$

Получаем

$$\Delta p_в^* \approx \zeta_в \frac{\rho_1 c_1^2}{2} = 0,1\,\frac{1,23\cdot 120^2}{2} = 887 \text{ Па} \approx 0,9 \text{ кПа}.$$

Полное давление перед первой ступенью

$$p_1^* = p_в^* - \Delta p_в^* = 98,1 - 0,9 = 97,2 \text{ кПа}.$$

3. При определении потерь в нагнетательном патрубке примем $c_{ЛА}=110$ м/с, $\eta_к \approx 0,9$.

Тогда

$$T_{ЛА}^* = T_к^* = T_1^* + \frac{T_1^*\left(\pi_к^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\eta_к} = 278 + \frac{278\,(3^{0,286} - 1)}{0,9} = 392 \text{ К};$$

$$p_к^* = p_в^*\pi_к^* = 97,2\cdot 3 = 291,6 \text{ Кпа} = 291,6\cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\rho_{ЛА} \cong \rho_к^* = \frac{p_к^*}{RT_к^*} = \frac{291,6\cdot 10^3}{278,1\cdot 392} = 2,59 \text{ кг/м}^3.$$

Получим величину потерь

$$\Delta p_к^* = \zeta_к \rho_{ЛА} \frac{c_{ЛА}^2}{2} = 0,45\cdot 2,59\,\frac{110^2}{2} = 7050 \text{ Па} = 7,05 \text{ кПа}.$$

4. Полное давление за последней ступенью

$$p_{ЛА}^* = p_к^* + \Delta p_к^* = 291,6 + 7,05 = 298,6 \text{ кПа}.$$

5. Степень повышения давления в лопаточном аппарате

$$\pi^*_{ЛА} = \frac{p^*_{ЛА}}{p^*_1} = \frac{298,6}{97,2} = 3,075.$$

6. Адиабатический напор в лопаточном аппарате

$$H_{ЛА} = \frac{k}{k-1} RT^*_1 \left[\left(\pi^{*\,\frac{k-1}{k}}_{ла} - 1\right)\right] = 1005 \cdot 278 \left(3,075^{0,286} - 1\right) =$$

$$= 105850 \text{ Дж/кг}.$$

7. Задаваясь приближенными значениями $\varphi^*_{опт} = 0,5$, $\bar{r}_{вт} = 0,6$, определяем наружный диаметр лопаточного аппарата по формуле (4):

$$D_н = 2,9 \sqrt[3]{\frac{132 \cdot 287,1 \cdot 278}{(1-0,6)^2 \cdot 97,2 \cdot 10^3 \cdot 3000 \cdot 0,5}} = 2,9 \sqrt[3]{0,1129} = 1,4 \text{ м}.$$

8. Окружная скорость ротора на этом диаметре

$$u_н = \frac{3,14 \cdot 1,4 \cdot 3000}{60} = 220 \text{ м/с}.$$

9. При данном уровне окружных скоростей целесообразно выбирать ступени с $\theta < 1$. Условиям задания удовлетворяют несколько ступеней.

Пользуясь черт. 3 приложения 1, выбираем ту ступень, которая при $u_р = 220$ м/с и $\varphi^* \approx 0,5$ имеет наиболее высокий коэффициент $\psi_{ад}$, при котором можно получить минимальное количество ступеней при удовлетворительном уровне к. п. д. Этому условию отвечает ступень К-70-17.

10. Принимаем для этой ступени расчетное значение коэффициента расхода $\varphi^* = 0,5$.

11. Втулочное отношение оставляем равным величине $\bar{r}_{вт} = 0,6$.

12. Так как сохранены величины φ^* и $\bar{r}_{вт}$, то значения $D_н = 1,4$ м и $u_н = 220$ м/с не подлежат уточнению.

За расчетный диаметр для первой ступени принимаем ее наружный диаметр $D_р = D_н = 1,4$ м.

13. Коэффициенты расхода на расчетном режиме принимаем для всех ступеней одинаковыми: $\varphi_i^* = \varphi_1^* = 0,5$.

14. В данном примере расчета выбираем проточную часть типа II, поскольку в ней не совпадают наружный и расчетный диаметры ступени. Диаметр втулки $D_{вт} = D_р \bar{r}_{вт} = 1,4 \cdot 0,6 = 0,84$ м.

15. Среднее значение адиабатического напора ступени определяем по формуле (6), приняв $u_{р.\,ср} = 210$ м/с, $\psi_{ср} = 0,625$, $k_\varphi = 0,94$:

$$H_{ср.\,ступ.} = 0,94 \cdot 0,625 \frac{210^2}{2} = 13000 \text{ Дж/кг}.$$

16. Расчетное значение напора по лопаточному аппарату

$$H_{р\,ЛА} = \alpha H_{ЛА} = 1,029 \cdot 105850 = 109000 \text{ Дж/кг}.$$

где величина $a \approx 1{,}029$ взята из черт. 5 приложения 1.

Число ступеней компрессора

$$i = \frac{109000}{13000} = 8{,}4;$$

округляем значение i до целого значения: $i = 9$.

17. К. п. д. лопаточного аппарата находим ориентировочно по формулам (7) и (8). Пусть $\eta_{\text{ср. ступ}} \approx 0{,}93$, тогда

$$a = \frac{9 \cdot 0{,}93}{8{,}93} = 0{,}935,$$

$$\eta_{\text{ЛА}} = 0{,}93 \frac{3{,}075^{0{,}286} - 1}{0{,}935\,(3{,}075^{0{,}306} - 1)} = 0{,}92.$$

18. Длина лопатки первой ступени

$$l_1 = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{вт}}}{2} = \frac{1{,}400 - 0{,}84}{2} = 0{,}28 \text{ м} = 280 \text{ мм}.$$

19. Принимая $\eta_{\text{пол ЛА}} \approx \eta_{\text{ад ЛА}} = 0{,}92$, найдем плотность воздуха за последней ступенью:

$$\rho^*_{\text{ЛА}} = \rho^*_1 \left(\frac{p^*_{\text{ЛА}}}{p^*_1}\right)^{1 - \frac{k-1}{k\eta_{\text{пол. ЛА}}}};$$

$$\rho^*_1 = \frac{97{,}2 \cdot 10^3}{287{,}1 \cdot 278} = 1{,}215 \text{ кг/м}^3;$$

$$\left(\frac{p^*_{\text{ЛА}}}{p^*_1}\right)^{1 - \frac{k-1}{k\eta_{\text{пол. ЛА}}}} = 3{,}075^{0{,}69} = 2{,}18;$$

$$\rho^*_{\text{ЛА}} = 2{,}65 \text{ кг/м}^3.$$

20. Наружный диаметр за лопаточным аппаратом по формуле (10)

$$D_{\text{н ЛА}} = \sqrt{\frac{4{,}132}{3{,}14 \cdot 2{,}65 \cdot 110} + 0{,}84^2} = \sqrt{1{,}284} = 1{,}132 \text{ м}.$$

Если расчетный диаметр для всех ступеней принять равным $D_{\text{р}} = 1{,}4$ м, то на периферии последней лопатки должно быть расположено сечение с относительным радиусом $\bar{r}_{\text{н}} = \frac{1{,}132}{1{,}400} = 0{,}81$. В этом случае подрезка последней лопатки будет составлять $|\Delta\bar{r}| \approx 0{,}2$. Для уменьшения срезки концевых ступеней снизим расчетный диаметр этой группы ступеней так, чтобы величина срезки в ней находилась в пределах $|\Delta\bar{r}| \approx 0{,}1$, например: $D_{\text{р}1} = 1{,}4$ м (ступени 1—4); $D_{\text{р}2} = 1{,}28$ м (ступени 5—9).

Расчетная окружная скорость для II группы ступеней $u_{\text{р}2} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}28 \cdot 3000}{60} = 201$ м/с, осевая скорость $c_{z\text{ЛА}} = \varphi^* u_{\text{р}2} = 100{,}5$ м/с.

Тогда наружный диаметр за последней ступенью по формуле (10)

$$D_{\text{н ЛА}} = \sqrt{\frac{4,132}{3,14 \cdot 2,65 \cdot 100,5} + 0,842} = \sqrt{1,338} = 1,156 \text{ м}.$$

21. Длина лопатки на выходе из последней ступени

$$l_1 = \frac{D_{\text{н ЛА}} - D_{\text{вт}}}{2} = \frac{1,156 - 0,84}{2} = 0,158 \text{ м} = 158 \text{ мм}.$$

22. При выполнении первого поступенчатого расчета сохраняем, как было принято выше, $\varphi^*_{pl} = 0,5$.

Расчет представлен в табл. 1 приложения 3. В качестве исходной использована ступень К-70-17. Пояснения приведены в подразделах 2.1 и 2.2 настоящего РТМ.

23. Поправочные коэффициенты k_ψ и k_η в первом поступенчатом расчете определялись приближенно для «средней» ступени компрессора, для которой принято:

относительный радиальный зазор $\overline{S}_r \approx 0,7$;

относительные осевые зазоры: $\overline{S}_{1z} = 0,4$; $\overline{S}_{2z} = 0,2$;

поправочные коэффициенты, учитывающие многоступенчатость: $k_{\psi м} = 0,95$; $k_{\eta м} = 0,975$;

суммарные поправочные коэффициенты: $k_\psi = 0,997$; $k_\eta = 0,974$.

24. По результатам первого поступенчатого расчета для лопаточного аппарата находим следующие параметры: $\pi^*_{\text{ЛА}} = 3,55$; $H_{\text{ЛА}} = 122\,000$ Дж/кг; $\eta_{\text{ЛА}} = 0,891$.

По данным первого поступенчатого расчета (табл. 1 приложения 3) вычерчена проточная часть компрессора, которая кладется в основу второго поступенчатого расчета. Величины хорд лопаток приняты на основании предварительной оценки напряжений изгиба при тех параметрах потока, которые получены в первом поступенчатом расчете. При этом считались допустимыми напряжения изгиба $\sigma_{\text{изг}} = (40\,000 \div 45\,000)$ кПа $= (40 \div 45)$ МПа.

Принято: для ступеней 1—4 $b_{\text{РК}} = 80$ мм; $b_{\text{НА}} = 70$ мм, для ступеней 5—9 $b_{\text{РК}} = 70$ мм; $b_{\text{НА}} = 60$ мм.

При выполнении второго поступенчатого расчета использованы наружные диаметры канала, полученные при сглаживании периферийных обводов проточной части.

Расчет поправочных коэффициентов для каждой ступени дан в табл. 2 приложения 3. Поправки на напор при подрезке определены с помощью черт. 14 приложения 2, при этом учитывается зависимость поправки от φ^*.

Суммарная поправка на напор $k_\psi = k'_\psi k_{\psi_{\Delta r}}$, где $k'_\psi = k_{\psi_{\Delta l}} k_{\psi_z} k_{\psi_м}$.

25. Второй поступенчатый расчет приведен в табл. 3 приложения 3. В результате второго поступенчатого расчета получено: $\pi^{*\,II}_{\text{ЛА}} = 3,43$; $H_{\text{ЛА}} = 117800$ Дж/кг; $\eta_{\text{ЛА}} = 0,89$.

26. Расчет величин статических давлений и температур перед венцами и за ними приведен в табл. 4 и 5 приложения 3.

В соответствии с данными этого расчета проверены величины $\sigma_{изг}$ в лопатках при снятых значениях $b_{РК}$ и $b_{НА}$ (см. табл. 6 и 7 приложения 3). Принятые значения хорд приемлемы.

27. Определяем значения $\pi_к^*$, $H_к$, $\eta_к$, $N_к$ для компрессора с учетом потерь в патрубках.

Плотность воздуха за лопаточным аппаратом по данным табл. 4 и 5 приложения 3 составляет

$$\rho_{ЛА} = \frac{p_{ЛА}}{RT_{ЛА}} = \frac{316,3}{287,1 \cdot 404} 10^3 = 2,73 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость потока в этом сечении

$$c_{ЛА} = a_{кр}\lambda = 18,3\sqrt{409,9} \cdot 0,296 = 109,6 \text{ м/с}.$$

Лопаточный аппарат К-70-17 не имеет добавочного спрямляющего аппарата.

При коэффициенте потерь в самом нагнетательном патрубке $\zeta_к = 0,45$ потери полного давления в нем равны

$$\Delta p_к^* = 0,45 \frac{2,73 \cdot 109,6^2}{2 \cdot 10^3} = 7,38 \text{ кПа}.$$

Полное давление за компрессором

$$p_к^* = p_{ЛА}^* - \Delta p_к^* = 333 - 7,38 = 325,6 \text{ кПа}.$$

Степень повышения полного давления в компрессоре

$$\pi_к^* = \frac{p_к^*}{p_в^*} = \frac{325,6}{98,1} = 3,32$$

и, таким образом, несколько превышает заданную величину $\pi_к^* = 3$.

28. Адиабатический напор компрессора (по сечениям $в - к$) (см. черт. 1 приложения 1)

$$H_к = 1005 \cdot 278 (3,32^{0,286} - 1) = 114400 \text{ Дж/кг}.$$

Адиабатическое повышение температуры в компрессоре

$$\Delta T_{ад} = 278 (3,32^{0,286} - 1) = 113,9 \text{ К}.$$

Повышение температуры в компрессоре

$$\Delta T_к^* = T_к^* - T_в^* = T_{ЛА}^* - T_1^* = 409,9 - 278 = 131,9 \text{ К}.$$

К. п. д. компрессора $\eta_к = \frac{113,9}{131,9} = 0,866$.

Таким образом, полученная величина к. п. д. удовлетворяет заданию.

Потребляемая компрессором мощность

$$N_к = \frac{GH_к}{10^3 \eta} = 17\,430 \text{ кВт}.$$

Первый поступенчатый расчет

при $D_{н1}=1,400$ м, $T_1^*=278$ К; $p_1^*=97,2$ кПа; $G=132$ кг/с; $n=3000$ об/мин; $a_н=\frac{k}{k-1}R=1005\ \frac{Дж}{кг\cdot К}$

Величина	Формула
Давление на входе в ступень, кПа	p^*
Температура, К	T^*
Плотность, кг/м³	$\rho^*=\frac{p^*\cdot 10^3}{RT_1^*}$
Объемный расход, м³/с	$Q=G/\rho^*$
Коэффициент расхода (выбирается)	φ^*
Расчетная окружная скорость, м/с	$u_р=\frac{\pi D_р n}{60}$
Осевая скорость, м/с	$c_z^*=\varphi^* u_р$
Приведенная окружная скорость, м/с	$u_р'=u_р\sqrt{\frac{T_э^*}{T_1^*}}$
Исходный коэффициент напора	ψ
Исходный к. п. д. ступени	η
Поправочный коэффициент для ψ	k_ψ
Поправочный коэффициент для η	k_η
Расчетный коэффициент напора	$\psi_р=\psi k_\psi$
Расчетный к. п. д.	$\eta_р=\eta k_\eta$
Вспомогательная величина, м²/с²	$u_р^2/2$
Адиабатический напор ступени, Дж/кг	$H=\psi_р u_р^2/2$
Вспомогательная величина, $\frac{H\cdot c^2}{кг\cdot К}$	$H/T_1^* g$
Адиабатическое повышение температуры, К	$\Delta T_{ад}^*=H/1005$
Полное повышение температуры в ступени, К	$\Delta T^*=\Delta T_{ад}^*/\eta_р$
Степень повышения давления	$\pi^*=f(H/T_1^* g)$
Давление за ступенью, кПа	$p_3^*=p_1^*\pi^*$
Температура за ступенью, К	$T_3^*=T_1^*+\Delta T^*$
Площадь поперечного сечения, м²	$F=G/\rho^* c_z^*$
Наружный диаметр, м	$D_н$
Диаметр втулки, м	$D_{вт}$
Втулочное отношение	$\bar{r}_{вт}=D_{вт}/D_р$
Высота лопатки РК (по входу), м	$l=(D_н-D_{вт})/2$

Расчет лопаточного

Степень повышения давления $\pi_{ЛА}^*=p_{ЛА}^*/p_1^*$ 3,55

Адиабатический напор $H_{ЛА}=\frac{k}{k-1}RT_1^*\left[\left(\frac{p_{ЛА}^*}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]$ . . . 122000 Дж/кг

Адиабатическое повышение температуры $\Delta T_{адЛА}^*=H_{ЛА}/1005$ . . . . . 121,5 К

Таблица 1

лопаточного аппарата К-70-17

220 м/с; $D_р = 1{,}4$ м (1—4 ступени); $D_р = 1{,}28$ м (5—9 ступени); $R = 287{,}1 \frac{Дж}{кг \cdot К}$; $T^*_э = 298$ К

Ступень									Выход
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
97,2	116,9	139,4	164,6	193,0	218,8	246,9	277,2	310,0	345,3
278,00	294,74	311,44	328,12	344,80	358,70	372,60	386,50	400,40	414,30
1,217	1,382	1,560	1,745	1,950	2,120	2,308	2,500	2,700	2,900
108,4	95,5	84,6	75,6	67,7	62,3	57,2	52,8	48,9	45,5
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	—
220	220	220	220	201	201	201	201	201	—
110	110	110	110	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	—
228	222	215	209	187	183	180	177	173	—
0,628	0,629	0,629	0,629	0,629	0,629	0,629	0,629	0,629	—
0,927	0,931	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	—
0,997	0,997	0,997	0,997	0,997	0,997	0,997	0,997	0,997	—
0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	—
0,626	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	—
0,902	0,907	0,908	0,908	0,908	0,908	0,908	0,908	0,908	—
24200	24200	24200	24200	20200	20200	20200	20200	20200	—
15160	15190	15190	15190	12670	12670	12670	12670	12670	—
5,56	5,26	4,98	4,72	3,75	3,60	3,47	3,34	3,23	—
15,10	15,14	15,14	15,14	12,63	12,63	12,63	12,63	12,63	—
16,74	16,70	16,68	16,68	13,90	13,90	13,90	13,90	13,90	—
1,2025	1,1915	1,1810	1,1710	1,1340	1,1285	1,1235	1,1190	1,1140	—
116,9	139,4	164,6	193,0	218,8	246,9	277,2	310,0	345,3	—
294,74	311,44	328,12	344,80	358,70	372,60	386,50	400,40	414,30	—
0,985	0,868	0,769	0,687	0,674	0,620	0,569	0,526	0,487	0,453
1,400	1,346	1,298	1,258	1,255	1,223	1,197	1,173	1,152	1,134
0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840
0,600	0,600	0,600	0,600	0,656	0,656	0,656	0,656	0,656	0,656
0,280	0,253	0,229	0,209	0,207	0,191	0,178	0,166	0,156	0,147

аппарата

Полное повышение температуры $\Delta T^*_{ЛА} = T^*_{ЛА} - T_1^*$ . . . . 136,3 К

К. в. д. $\eta_{ЛА}$ $\Delta T^*_{адЛА}/\Delta T^*_{ЛА}$ 0,891

Мощность $N_{ЛА} = GH_{ЛА}/10^3\eta_{ЛА}$ . . . . . 18070 кВт

Поправки для определения

Величина	Формула
Расчетный диаметр, мм	$D_р$
Хорда рабочих лопаток, мм	b
Относительная хорда	$b/D_р$
Длина рабочей лопатки, мм	l
Относительная длина лопатки	$\bar{l} = l/b$
Радиальный зазор, мм	S_r
Относительный радиальный зазор	$\bar{S}_r = S_r/l$
Вспомогательная величина	$1 - 0{,}045 \frac{\bar{S}_r}{\bar{l}} \sqrt{\theta}$
Поправка для напора	$k_{\psi_{3l}} = \frac{\left(1 - 0{,}045 \frac{\bar{S}_r}{\bar{l}} \sqrt{\theta}\right)_{нат}}{\left(1 - 0{,}045 \frac{\bar{S}_r}{\bar{l}} \sqrt{\theta}\right)_{мод}}$
Вспомогательная величина	$1 - 0{,}024 \frac{\bar{S}_r}{1 - a\bar{l}} \sqrt{\theta}$
Поправка для к. п. д.	$k_{\eta_{3l}} = \frac{\left(1 - 0{,}024 \frac{\bar{S}_r}{1 - a\bar{l}} \sqrt{\theta}\right)_{нат}}{\left(1 - 0{,}024 \frac{\bar{S}_r}{1 - a\bar{l}} \sqrt{\theta}\right)_{мод}}$
Относительные осевые зазоры	$\bar{S}_{1z}, \bar{S}_{2z}$
Вспомогательная величина	$\psi/\psi_{S_z=0}$
Поправка для напора	$k_{\psi_z} = \frac{(\psi/\psi_{S_z=0})_{нат}}{(\psi/\psi_{S_z=0})_{мод}}$

Таблица 2

расчетных значений ψ_p и η_p

	Ступень								
модельная	1	2	3	4	5	6	7	8	9
—	1 400	1 400	1 400	1 400	1 280	1 280	1 280	1 280	1 280
—	80	80	80	80	70	70	70	70	70
—	0,0572	0,0572	0,0572	0,0572	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547
—	280	257	234	212	202	190	178	166	156
—	3,50	3,21	2,92	2,65	2,88	2,71	2,54	2,37	2,23
—	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
—	0,536	0,584	0,641	0,707	0,742	0,790	0,842	0,904	0,962
0,987	0,994	0,993	0,992	0,990	0,990	0,989	0,988	0,986	0,984
—	1,008	1,006	1,005	1,004	1,004	1,002	1,000	0,999	0,997
0,985	0,987	0,986	0,984	0,983	0,982	0,981	0,980	0,979	0,978
—	1,001	1,000	0,999	0,998	0,997	0,996	0,995	0,994	0,993
—	0,4/0,2	0,4/0,2	0,4/0,2	0,4/0,2	0,4/0,2	0,4/0,2	0,4/0,2	0,4/0,2	0,4/0,2
0,934	0,956	0,956	0,956	0,956	0,956	0,956	0,956	0,956	0,956
—	1,025	1,025	1,025	1,025	1,025	1,025	1,025	1,025	1,025

Величина	Формула
Вспомогательная величина	$\eta/\eta_{S_z=0}$
Поправка для к. п. д.	$k_{\eta_r} = \frac{(\eta/\eta_{S_z=0})_{\text{нат}}}{(\eta/\eta_{S_z=0})_{\text{мод}}}$
Поправка для напора	$k_{\psi_{\text{м}}}$
Поправка для к. п. д.	$k_{\eta_{\text{м}}}$
Поправка для напора на S_r, l, S_z, взаимное влияние	k'_{ψ} $k_{\psi_{\text{эл}}} k_{\psi_z} k_{\psi_{\text{м}}}$
Наружный диаметр, мм	$D_{\text{н}}$
Относительный наружный диаметр	$D_{\text{н}}/D_{\text{р}}$
Периферийная подрезка	$\Delta\bar{r}_{\text{н}} = D_{\text{н}}/D_{\text{р}} - 1$
Втулочный диаметр, мм	$D_{\text{вт}}$
Относительный диаметр втулки	$D_{\text{вт}}/D_{\text{р}}$
Корневая подрезка	$\Delta\bar{r}_{\text{вт}} = \frac{D_{\text{вт}}}{D_{\text{р}}} - \bar{r}_{\text{вт. исх}}$
Поправка для η на периферийную подрезку	$k_{\eta\Delta r_{\text{н}}}$
Поправка для η на корневую подрезку	$k_{\eta\Delta r_{\text{вт}}}$
Суммарная поправка для к. п. д. на подрезку	$k_{\eta\Delta r} = k_{\eta\Delta r_{\text{н}}} k_{\eta\Delta r_{\text{вт}}}$
Окончательная поправка для к. п. д.	$k_{\eta} = k_{\eta_{\text{эл}}} k_{\eta_z} k_{\eta_{\text{м}}} k_{\eta\Delta r}$

Продолжение табл. 2

Ступень									
модельная	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,04	1,044	1,044	1,044	1,044	1,044	1,044	1,044	1,044	1,044
—	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004
—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
—	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975
—	0,984	0,984	0,981	0,980	0,980	0,976	0,976	0,975	0,971
—	1 400	1 354	1 309	1 265	1 244	1 220	1 197	1 173	1 152
1	1	0,967	0,935	0,904	0,972	0,953	0,935	0,917	0,900
0	0	—0,033	—0,065	—0,096	—0,028	—0,047	—0,065	—0,083	—0,100
—	840	840	840	840	840	840	840	840	840
0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,657	0,657	0,657	0,657	0,657
0	0	0	0	0	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057
—	1,000	0,998	0,996	0,994	0,998	0,997	0,996	0,995	0,994
—	1,000	1,000	1,000	1,000	0,994	0,994	0,994	0,994	0,994
—	1,000	0,998	0,996	0,994	0,994	0,993	0,992	0,991	0,990
—	0,981	0,977	0,974	0,972	0,970	0,968	0,966	0,964	0,962

Второй поступенчатый расчет проточной

при $D_р=1{,}4$ м (1—4 ступени); $D_р=1{,}28$ м (5—9 ступени); $T_1^*=278$ К; 201 м/с (5—9 ступени); $u_р^2/2=24200$ м²/с² (1—4 ступени); $u_р^2/2$

Величина	Формула
Давление на входе в ступень, кПа	p^*
Температура, К	T^*
Плотность, кг/м³	$\rho^* = \frac{p^*}{RT^*} \cdot 10^3$
Диаметры на входе в ступень, м	$D_н$
Торцевая площадь, м²	$F = \frac{\pi}{4}\left(D_н^2 - D_{вт}^2\right)$
Осевая скорость на входе в ступень, м/с	$c_z^* = G/\rho^* F$
Коэффициент расхода	$\varphi^* = \frac{c_z^*}{u_p}$
Приведенная окружная скорость, м/с	$u'_р = u_p \sqrt{\frac{T_э^*}{T^*}}$
Исходный коэффициент напора	ψ
Исходный к. п. д. ступени	η
Поправочный коэффициент на подрезку для ψ	$k_{\psi_{\Delta r}}$
Вспомогательный поправочный коэффициент	$k'_\psi = k_{\psi_{зl}} k_{\psi_z} k_{\psi_м}$
Поправочный коэффициент для ψ	$k_\psi = k_{\psi_{\Delta r}} k'_\psi$
Поправочный коэффициент для η	k_η
Расчетный коэффициент напора	$\psi_р = \psi k_\psi$
Расчетный коэффициент полезного действия	$\eta_р = \eta k_\eta$
Адиабатический напор ступени, Дж/кг	$H = \psi_р u_р^2/2$
Вспомогательная величина, Дж · с²/м · кг · К	$H/T_1^* g$
Адиабатическое повышение температуры в ступени, К	$\Delta T_{ад}^* = H \Big/ \frac{k}{k-1} R$

Таблица 3

части компрессора с исходной ступенью К-70-17

$p_1^*=97{,}2$ кПа; $G=132$ кг/с; $n=3000$ об/мин; $u_p=220$ м/с (1—4 ступени); $u_p=20200$ м²/с² (5—9 ступени); $R=287{,}1$ Дж/(кг · К); $T_0^*=298$ К

Ступень									За лопаточным аппаратом
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
97,2	116,6	138,5	163,0	189,6	214,2	241,0	270,0	300,8	333,0
278,00	294,38	310,76	327,00	342,96	356,46	369,86	383,31	396,68	409,91
1,217	1,380	1,552	1,736	1,925	2,090	2,270	2,453	2,640	—
1,400	1,354	1,309	1,265	1,244	1,220	1,197	1,173	1,152	—
0,9847	0,8858	0,7916	0,7021	0,6613	0,6132	0,5702	0,5263	0,4886	—
110,0	108,0	107,5	108,2	103,7	103,0	101,9	102,1	102,3	—
0,500	0,491	0,488	0,492	0,516	0,513	0,507	0,508	0,509	—
228,0	221,5	215,2	210,0	187,0	184,0	180,0	177,0	174,0	—
0,628	0,634	0,637	0,634	0,614	0,617	0,623	0,622	0,621	—
0,927	0,931	0,932	0,932	0,933	0,934	0,934	0,934	0,934	—
1,000	0,992	0,979	0,965	1,008	1,000	0,994	0,987	0,981	—
0,984	0,984	0,981	0,981	0,980	0,976	0,976	0,975	0,971	—
0,984	0,975	0,960	0,947	0,988	0,976	0,970	0,962	0,953	—
0,981	0,977	0,974	0,972	0,970	0,968	0,966	0,964	0,962	—
0,618	0,618	0,611	0,600	0,606	0,602	0,604	0,598	0,592	—
0,909	0,909	0,907	0,906	0,905	0,904	0,903	0,900	0,899	—
14 950	14 950	14 800	14 520	12 250	12 160	12 200	12 080	11 960	—
5,48	5,18	4,86	4,52	3,64	3,48	3,36	3,21	3,02	—
14,89	14,89	14,73	14,46	12,20	12,10	12,14	12,03	11,90	—

Величина	Формула
Полное приращение температуры в ступени, К	$\Delta T = \Delta T^*_{ад}/\eta_р$
Степень повышения давления	$\pi^* = f(H/T^*g)$

Расчет лопаток

Степень повышения давления $\pi^* = p^*_{ЛА}/p^*_1$ 3,43

Адиабатический напор $H_{ЛА}$ =

$$= \frac{k}{k-1} RT^*_1 \left[\left(\frac{p^*_{ЛА}}{p^*_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad . . . . . 118\,100 \text{ Дж/кг}$$

Адиабатическое повышение температуры $\Delta T^*_{ад\,ЛА}$ =

$$= H_{ЛА} \left| \frac{k}{k-1} R \right. \quad . . . . . 117{,}5 \text{ К}$$

Определение статических давлений и температур в сечениях К-70-17 при $D_р$=1,4 м (1—4 ступени); $D_р$=1,28 м (1—5 ступени); T^*_1 =278 К; $u_р$=201 м/с

Величина	Формула
Полное давление, кПа	p^*
Полная температура, К	T^*
Наружный диаметр, м	$D_н$
Втулочный диаметр, м	$D_{вт}$
Площадь поперечного сечения, м²	$F = \frac{\pi (D^2_н - D^2_{вт})}{4}$
Средний диаметр, м	$D_{ср} = \frac{D_н + D_{вт}}{2}$
Расчетный диаметр, м	$D_р$
Средний относительный радиус	$\bar{r}_{ср} = D_{ср}/D_р$
Угол выхода потока из предыдущего венца на $\bar{r}_{ср}$	α
Косинус угла	$\cos\alpha$
Функция расхода	$q(\lambda) = 24{,}74 \frac{G\sqrt{T^*} \cdot 10^{-3}}{p^* F \cos\alpha}$
Газодинамическая функция	$\pi(\lambda)$
Газодинамическая функция	$\tau(\lambda)$
Статическое давление, кПа	$p = p^* \pi(\lambda)$
Статическая температура, К	$T = T^* \tau(\lambda)$

Продолжение табл. 3

Ступень									За лопаточным аппаратом
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
16,38	16,38	16,24	15,96	13,50	13,40	13,45	13,37	13,23	—
1,200	1,188	1,176	1,163	1,130	1,124	1,120	1,114	1,107	—

ного аппарата

Полное повышение температуры $\Delta T^*_{ЛА} = T^*_{ЛА} - T^*_1$ . . 131,91 К

Адиабатический к. п. д. $\eta_{ЛА} = \Delta T^*_{ад\,ЛА} / \Delta T^*_{ЛА}$ 0,870

Мощность, затраченная на сжатие газа, $N_{сж} = GH_{ЛА}/10^3 \eta_{ЛА}$ . . . . . 17 500 кВт

Таблица 4

перед рабочими колесами компрессора с исходной ступенью $p^*_1 = 97{,}2$ кПа; $G = 132$ кг/с; $n = 3000$ об/мин; $u_р = 220$ м/с (1—4 ступени); (5—9 ступени)

Ступень									За лопаточным аппаратом
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
97,2	116,6	138,5	163,0	189,6	214,2	241,0	270,0	300,8	333,0
278,00	294,38	310,76	327,00	342,96	356,46	368,86	383,31	396,68	409,91
1,400	1,354	1,309	1,265	1,244	1,220	1,197	1,173	1,152	1,127
0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840
0,9847	0,8858	0,7916	0,7021	0,6613	0,6132	0,5702	0,5263	0,4886	0,4430
1,120	1,097	1,075	1,053	1,042	1,030	1,019	1,007	0,996	0,984
1,400	1,400	1,400	1,400	1,280	1,280	1,280	1,280	1,280	1,280
0,800	0,784	0,767	0,752	0,815	0,805	0,796	0,787	0,778	0,768
—2°30′	—5°42′	—5°48′	—5°42′	5°	—5°18′	5°24′	—5°42′	—5°48′	—5°48′
0,9990	0,9951	0,9949	0,9951	0,9962	0,9957	0,9956	0,9951	0,9949	0,9949
0,570	0,546	0,529	0,519	0,484	0,472	0,458	0,452	0,445	0,450
0,916	0,924	0,929	0,932	0,942	0,944	0,948	0,949	0,951	0,950
0,975	0,978	0,979	0,980	0,983	0,984	0,985	0,985	0,986	0,985
89,0	107,8	128,6	151,9	178,6	202,2	228,5	256,1	286,0	316,3
271,0	288,0	304,1	320,3	337,0	350,8	364,0	377,5	391,0	404,0

Определение статических давлений и температур в сечениях К-70-17 при $D_р = 1{,}4$ м (1—4 ступени); $D_р = 1{,}28$ м/с (5—9 ступени); $T_1^* = 278$ К; $u_р = 201$ м/с

Величина	Формула
Полное давление, кПа	p^*
Полная температура, К	T^*
Наружный диаметр, м	$D_н$
Втулочный диаметр, м	$D_{вт}$
Площадь поперечного сечения, м²	$F = \frac{\pi (D_н^2 - D_{вт}^2)}{4}$
Средний диаметр, м	$D_{ср} = \frac{D_н + D_{вт}}{2}$
Расчетный диаметр, м	$D_р$
Средний относительный радиус	$\bar{r}_{ср} = D_{ср}/D_р$
Угол выхода потока из предыдущего венца на $\bar{r}_{ср}$	α
Косинус угла	$\cos\alpha$
Функция расхода	$q(\lambda) = 24{,}74 \frac{G\sqrt{T^*} \cdot 10^{-3}}{p^* F \cos\alpha}$
Газодинамическая функция	$\pi(\lambda)$
Газодинамическая функция	$\tau(\lambda)$
Статическое давление	$p = p^* \pi(\lambda)$
Статическая температура	$T = T^* \tau(\lambda)$

Таблица 5

за рабочими лопатками компрессора с исходной ступенью

$p_1^* = 97{,}2$ кПа; $G = 132$ кг/с; $n = 3000$ об/мин; $u_р = 220$ м/с (1—4 ступени); (5—9 ступени)

Ступень								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
116,6	138,5	163,0	189,6	214,2	241,0	270,0	300,8	333,0
294,38	310,76	327,00	342,96	356,46	369,86	383,31	396,68	409,91
1,377	1,331	1,287	1,255	1,232	1,208	1,185	1,163	1,140
0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840
0,9345	0,8387	0,7453	0,6825	0,6377	0,5938	0,5475	0,5082	0,4654
1,108	1,086	1,064	1,047	1,036	1,024	1,012	1,001	0,990
1,400	1,400	1,400	1,400	1,280	1,280	1,280	1,280	1,280
0,792	0,776	0,759	0,748	0,810	0,800	0,792	0,783	0,774
36°30′	37°36′	38°48′	39°	35°	35°30′	36°18′	36°30′	37°
0,804	0,792	0,779	0,777	0,819	0,814	0,806	0,804	0,799
0,640	0,626	0,625	0,602	0,551	0,540	0,537	0,530	0,534
0,891	0,897	0,897	0,905	0,922	0,926	0,927	0,929	0,928
0,968	0,969	0,970	0,972	0,977	0,978	0,979	0,979	0,979
104,0	124,1	146,1	171,9	197,5	223,0	250,2	279,1	309,0
285,0	301,0	318,0	333,0	348,2	361,5	375,2	388,2	401,0

Расчет на изгиб рабочих лопаток
К-70-17 при 0—0,7; G—132 кг/с; n—3000 об/мин;

Величина	Формула	Ступ	
		1	2
Повышение полного давления в ступени, кПа	Δp^*	19,4	21,9
Повышение статического давления в рабочем колесе, кПа	$\Delta p = 0\Delta p^*$	13,58	15,33
Наружный диаметр лопаток, м	$D_н$	1,400	1,354
Втулочный диаметр, м	$D_{вт}$	0,840	0,840
Площадь поперечного сечения проточной части, м^2	$F = \frac{\pi}{4}(D_н^2 - D_{вт}^2)$	0,9847	0,8858
Количество лопаток в венце	z	59	59
Осевое усилие на одну лопатку, Н	$p_Z = \frac{\Delta pF}{z}$	226,6	230,2
Длина лопатки, м	$l = \frac{D_н - D_{вт}}{2}$	0,280	0,257
Средний диаметр лопаток, м	$D_{ср} = \frac{D_н + D_{вт}}{2}$	1,120	1,097
Окружная скорость колеса на $D_{ср}$, м/с	$u_{ср} = \frac{\pi D_{ср} n}{60}$	175,8	172,2
Адиабатический напор, Дж/кг	H	14 950	14 950
Адиабатический к. п. д.	η	0,909	0,909
Окружное усилие на одну лопатку, Н	$p_U = \frac{GH}{zu_{ср}\eta}$	209,3	213,7

Таблица 6

компрессора с исходной ступенью
$D_р = 1{,}4$ м (1—4 ступени); $D_р = 1{,}28$ м (5—9 ступени)

пень						
3	4	5	6	7	8	9
24,5	26,6	24,6	26,8	29,0	30,8	32,2
17,15	18,62	17,22	18,76	20,30	21,56	22,54
1,309	1,265	1,244	1,220	1,197	1,173	1,152
0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840
0,7916	0,7021	0,6613	0,6132	0,5702	0,5263	0,4886
59	59	62	62	62	62	62
230,1	221,6	183,7	185,5	186,7	183,0	177,6
0,235	0,213	0,202	0,190	0,1785	0,1665	0,156
1,075	1,053	1,042	1,030	1,019	1,007	0,996
168,7	165,2	163,5	161,8	159,8	158,0	156,4
14 800	14 520	12 250	12 160	12 200	12 080	11 960
0,907	0,906	0,905	0,904	0,903	0,900	0,899
216,4	217,0	176,3	177,1	180,0	180,9	181,1

Величина	Формула	Сту	
		1	2
Вспомогательная величина, Н²	p_Z^2	51 350	52 990
Вспомогательная величина, Н²	p_U^2	43 800	45 670
Вспомогательная величина, Н²	$p_Z^2 + p_U^2$	95 150	98 660
Суммарное усилие на одну лопатку, Н	$p' = \sqrt{p_Z^2 + p_U^2}$	308,5	314,1
Тангенс угла	$\operatorname{tg}\gamma = p_Z/p_U$	1,0827	1,0772
Угол между суммарным усилием и осью U	γ	47°16′	47°08′
Относительный радиус заделки	$\bar{r}_{вт} = D_{вт}/D_р$	0,600	0,600
Угол установки в сечении заделки	β_{bU}	69°30′	69°30′
Угол между суммарным усилием и перпендикуляром к хорде	$\Delta = \gamma + \beta_{bU} - 90°$	26°46′	26°38′
Косинус угла	$\cos\Delta$	0,8929	0,8939
Расчетное усилие на одну лопатку, Н	$p = p'\cos\Delta$	275,5	280,8
Изгибающий момент, Нм	$M_{изг} = pl/2$	38,60	36,08
Хорда профиля, мм	b	80	80
Момент сопротивления в сечении заделки, м³	$W_{вт} = W_{вт.мод}\left(\frac{b_{нат}}{b_{мод}}\right)^3$	$1{,}005\cdot10^{-6}$	$1{,}005\cdot10^{-6}$
Изгибающие напряжения, МПа	$\sigma_{изг} = M_{изг}/W_{вт}$	38,40	35,90

Продолжение табл. 6

пень						
3	4	5	6	7	8	9
52 950	49 110	33 746	34 410	34 857	33 489	31 542
46 830	47 090	31 082	31 347	32 400	32 710	32 797
99 780	96 200	64 828	65 757	67 257	66 199	64 339
315,9	310,2	254,6	256,4	259,3	257,3	253,7
1,0633	1,0212	1,0420	1,0477	1,0372	1,0118	0,9807
46°45′	45°36′	46°11′	46°20′	46°03′	45°20′	44°26′
0,600	0,600	0,656	0,656	0,656	0,656	0,656
69°30′	69°30′	62°30′	62°30′	62°30′	62°30′	62°30′
26°15′	25°06′	18°41′	18°50′	18°33′	17°50′	16°56′
0,8969	0,9056	0,9473	0,9465	0,9481	0,9520	0,9566
283,3	280,9	241,2	242,7	245,8	244,9	242,7
35,22	29,85	24,36	23,06	21,94	20,39	18,93
80	80	70	70	70	70	70
$1,005 \cdot 10^{-6}$	$1,005 \cdot 10^{-6}$	$0,563 \cdot 10^{-6}$	$0,563 \cdot 10^{-6}$	$0,563 \cdot 10^{-6}$	$0,563 \cdot 10^{-6}$	$0,563 \cdot 10^{-6}$
33,05	29,70	43,26	40,96	38,97	36,22	33,62

Расчет на изгиб направляющих лопаток компрессора с исходной ступенью
$D_{н} = 1{,}38$ м

Величина	Формула	Ст у	
		1	2
Повышение полного давления в ступени, кПа	Δp^*	19,4	21,9
Повышение статического давления в направляющем аппарате, кПа	$\Delta p = (1 - \theta)\,\Delta p^*$	5,82	6,57
Наружный диаметр лопаток, м	$D_{н}$	1,377	1,332
Втулочный диаметр, м	$D_{вт}$	0,840	0,840
Площадь поперечного сечения проточной части, м²	$F = \dfrac{\pi (D_{н}^2 - D_{вт}^2)}{4}$	0,9345	0,8387
Количество лопаток в венце	z	77	77
Осевое усилие на одну лопатку, Н	$p_z = \dfrac{\Delta p F}{z}$	70,63	71,56
Длина лопатки, м	$l = \dfrac{D_{н} - D_{вт}}{2}$	0,2685	0,2458
Средний диаметр лопатки НА, м	$D_{ср} = \dfrac{D_{н} + D_{вт}}{2}$	1,109	1,086
Окружная скорость колеса на среднем диаметре НА, м/с	$u_{ср} = \dfrac{\pi D_{ср} n}{60}$	174,1	170,6
Адиабатический напор, Дж/кг	H	14 950	14 950
Адиабатический к. п. д.	η	0,909	0,909
Окружное усилие на одну лопатку, Н	$p_U = \dfrac{GH}{z u_{ср} \eta}$	161,9	165,3
Вспомогательная величина, Н²	p_z^2	4 988	5 121

Таблица 7

К-70-17 при $\theta=0{,}7$; $G=132$ кг/с; $n=3000$ об/мин; $D_p=1{,}4$ м (1—4 ступени): (5—9 ступени)

ень						
3	4	5	6	7	8	9
24,5	26,6	24,6	26,8	29,0	30,8	32,2
7,35	7,98	7,38	8,04	8,70	9,24	9,66
1,287	1,255	1,232	1,209	1,185	1,163	1,140
0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840
0,7453	0,6825	0,6377	0,5938	0,5475	0,5082	0,4654
77	77	82	82	82	82	82
71,14	70,73	57,39	58,22	58,08	57,26	52,96
0,2235	0,2073	0,1960	0,1843	0,1725	0,1613	0,1498
1,064	1,047	1,036	1,024	1,013	1,001	0,990
166,9	164,5	162,6	160,7	158,9	157,2	155,4
14 800	14 520	12 250	12 160	12 200	12 080	11 960
0,907	0,906	0,905	0,904	0,903	0,900	0,899
167,6	167,0	134,0	134,7	136,9	137,4	137,8
5 061	5 002	3 293	3 389	3 373	3 279	2 804

Величина	Формула	Ступ	
		1	2
Вспомогательная величина, Н²	p_U^2	26 220	27 330
Вспомогательная величина, Н²	$p_Z^2 + p_U^2$	31 208	32 451
Суммарное усилие на одну лопатку, Н	$p' = \sqrt{p_Z^2 + p_U^2}$	176,7	180,1
Тангенс угла	$\operatorname{tg}\gamma = p_Z/p_U$	0,4363	0,4329
Угол между суммарным усилием и осью U	γ	23°34′	23°24′
Относительный радиус заделки	$\bar{r}_н = D_н/D_р$	0,983	0,983
Угол установки в сечении заделки	α_{bU}	12°	12°
Угол между суммарным усилием и перпендикуляром к хорде	$\Delta = \gamma + \alpha_{bU} - 90°$	—54°26′	—54°36′
Косинус угла	$\cos\Delta$	0,5817	0,5793
Расчетное усилие на одну лопатку, Н	$p = p'\cos\Delta$	102,8	104,3
Изгибающий момент, Нм	$M_{изг} = pl/2$	13,80	12,82
Хорда профиля, мм	b	70	70
Момент сопротивления в сечении заделки, м³	$W = W_{мод}\left(\frac{b_{нат}}{b_{мод}}\right)^3$	$0,400\cdot10^{-6}$	$0,400\cdot10^{-6}$
Изгибающие напряжения, МПа	$\sigma_{изг} = M_{изг}/W$	34,50	32,05

Продолжение табл. 7

нень						
3	4	5	6	7	8	9
28 090	27 890	17 960	18 150	18 740	18 880	18 990
33 151	32 892	21 253	21 539	22 113	22 159	21 794
182,1	181,4	145,8	146,8	148,7	148,9	147,6
0,4245	0,4235	0,4283	0,4322	0,4233	0,4167	0,3843
23°	22°57′	23°11′	23°22′	22°59′	22°37′	21°01′
0,983	0,983	0,961	0,961	0,961	0,961	0,961
12°	12°	12°	12°	12°	12°	12°
—54°	—55°03′	—54°49′	—54°38′	—55°01′	—55°23′	—56°59′
0,5878	0,5729	0,5762	0,5788	0,5733	0,5681	0,5449
107,0	103,9	84,0	85,0	85,3	84,6	80,4
11,96	10,77	8,23	7,83	7,36	6,82	6,02
70	70	60	60	60	60	60
$0,400 \cdot 10^{-6}$	$0,400 \cdot 10^{-6}$	$0,252 \cdot 10^{-6}$	$0,252 \cdot 10^{-6}$	$0,252 \cdot 10^{-6}$	$0,252 \cdot 10^{-6}$	$0,252 \cdot 10^{-6}$
29,90	26,93	32,66	31,07	29,21	27,06	23,89

ПРИЛОЖЕНИЕ 4 К РТМ 24.020.17—73

Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА ПРИ $\bar{n}=0{,}6$ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦЫ ПОМПАЖА ПРИ $\bar{n}<0{,}9$

1. Пример расчета характеристик компрессора с исходной ступенью К-70-17 при $\bar{n}=0{,}6$

1.1. Задание на расчет компрессора:

Давление на входе во всасывающий патрубок $p_в$	98,1 кПа
Температура на входе (расчетная) $T_в$ . . .	278 К
Производительность компрессора G	75 кг/с
Частота вращения ротора n	1800 об/мин
Окружная скорость u	132 м/с

Для выполнения расчета с характеристики ступени К-70-17 сняты оптимальные значения коэффициентов расхода, напора и полезного действия при $u_н=150$ м/сек:

$$\varphi^*_{опт}=0{,}51; \qquad \psi_{опт}=0{,}62; \qquad \eta_{опт}=0{,}933.$$

1.2. Для заданного режима потери во всасывающем патрубке

$$\Delta p^*_в=\zeta_в\frac{\rho_1 c_1^2}{2}\approx\zeta_в\rho^*_в\frac{c_1^2}{2}=\Delta p_{в.р}\left(\frac{G}{G_р}\right)^2=0{,}9\left(\frac{75}{132}\right)^2=0{,}29 \text{ кПа}.$$

1.3. Давление на входе в лопаточный аппарат

$$p^*_1=p^*_в-\Delta p^*_в=98{,}1-0{,}29=97{,}81 \text{ кПа}.$$

1.4. Поскольку $\bar{n}=0{,}6<0{,}8$, то поступенчатый расчет компрессора выполняется с помощью обобщенных характеристик (черт. 13, 14 приложения 1). Для выполнения расчета необходимо предварительно определить ряд вспомогательных величин:

— относительный средний радиус для каждой ступени

$$\bar{r}_{ср}=\frac{D_н+D_{вт}}{2D_р};$$

— в зависимости от величины подрезки $\Delta\bar{r}$ для каждой ступени значения $\varphi^*_{\Delta r\,опт}$; $\psi_{\Delta r\,опт}$ (табл. 5 приложения 1) и значения $\eta_{опт}$ исходной ступени. Значения коэффициентов k'_ψ и k_η берутся из табл. 2 приложения 3;

— расчетные значения коэффициентов расхода, теоретического напора и к. п. д. ступени на оптимальных режимах:

$$\varphi^*_{\text{опт. р}} = \varphi^*_{\Delta r\,\text{опт}};\ \psi_{\text{опт. р}} = \psi_{\Delta r\,\text{опт}}\, k'_{\psi};\ \eta_{\text{опт. р}} = \eta_{\text{опт. исх}}\, k_{\eta};$$

— при известных значениях α_{1u}, $\varphi^*_{\text{опт. р}}$, $\psi_{\text{опт. р}}$ и $\eta_{\text{опт. р}}$ вспомогательную величину $\left(\overline{w}^{*3}_{m\,\text{опт}} + \overline{c}^{*3}_{m\,\text{опт}}\right)$.

Расчет вспомогательных величин приведен в табл. 2 приложения 4.

1.5. Используя данные расчетов, приведенных в табл. 2 приложения 4, выполняем поступенчатый расчет компрессора на заданные условия в соответствии с табл. 1 приложения 4.

В результате выполненного расчета получены параметры компрессора: степень повышения давления 1,40, к. п. д. 0,78, мощность сжатия 2710 кВт.

2. Пример расчета границы помпажа компрессора при $\overline{n}<0{,}9$

2.1. Граница устойчивости компрессора определяется для относительных скоростей вращения $\overline{n}=0{,}8$; 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3, что при $n_{\text{р}}=3000$ об/мин соответствует следующим частотам вращения ротора: 2400, 2100, 1800, 1500, 1200, 900 об/мин.

2.2. В качестве исходного режима принят режим на границе помпажа изодромы $\overline{n}=0{,}9$, для которого степень повышения давления компрессора 3,1 и минимальное значение производительности компрессора 68,2 кг/с.

2.3. Заданными условиями являются также геометрические соотношения присоединенной системы (черт. 17 приложения 1):

$$\overline{L} = \frac{L_3}{L_1} = 1{,}17;\ \overline{A} = \frac{A_3}{A_1} = 0{,}457;\ \overline{V} = \frac{V_3}{V_1} = 0{,}48,$$

где $A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$; $A_3 = \frac{\pi D_3^2}{4}$; $V_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} L_1$ и $V_3 = \frac{\pi D_3^2}{4} L_3$.

2.4. Из предыдущих расчетов известно, что в качестве исходной принята ступень К-70-17, для которой при $u_{\text{р}}=150$ м/с $\varphi_{\text{опт}}=0{,}51$ и коэффициент расхода на границе устойчивости

$$\varphi^*_{\text{у}} = \frac{G_{\text{помп}}}{\rho_1 u_{\text{р}} F_1} = 0{,}415.$$

2.5. Расчет границы помпажа компрессора представлен в табл. 3 приложения 4. В результате выполненного расчета получены минимальные значения производительности компрессора для различных $\overline{n}$ на границе его устойчивости.

Расчет характеристики проточной части

К-70-17 при $n=1800$ об/мин; $\bar{n}=0{,}6$; $D_р=1{,}4$ м (1—4 ступени); $D_р=1{,}28$ м 5—9 $u_н=120{,}6$ м/с (5—9 ступени); $u_н^2/2=8700$ м²/с²

Величина	Формула
Давление, кПа	p_1^*
Температура, К	T_1^*
Плотность, кг/м³	$\rho_1^*=p_1^*/RT_1^*$
Торцевая площадь, м²	F
Осевая скорость, м/с	$c_Z^*=G/\rho^*F$
Относительный средний радиус	$\bar{r}_{ср}$
Коэффициент расхода	$\varphi^*=c^*_Z/u_р$
Коэффициент расхода на оптимальном режиме	$\varphi_{опт}^*$ (табл. 2 приложения 4)
Относительный коэффициент расхода	$\bar{\varphi}^*=\varphi^*/\varphi^*_{опт}$
Расчетный коэффициент теоретического напора на оптимальном режиме	$\psi_{т\,опт.р}$ (табл. 2 приложения 4)
Параметр X	$X=\frac{2\bar{r}^2_{ср}}{\psi_{т.\,опт}}\left(\frac{\varphi^*_{опт}}{\varphi^*}-1\right)$
Параметр Y	$Y=f_1(X)$
Коэффициент теоретического напора	$\psi_т=\psi_{т.опт.р}Y\bar{\varphi}^*$
Вспомогательная величина	$\psi_т/4\bar{r}^2_{ср}$
Вспомогательная величина	$(\varphi^*\operatorname{ctg}\alpha_{1u})/\bar{r}_{ср}$
Относительная средневекторная скорость	$\bar{w}_m^{*3}=[\varphi^{*2}/\bar{r}^2_{ср}+(1-\varphi^*\operatorname{ctg}\alpha_{1U}/\bar{r}_{ср}-\psi_т/4\bar{r}^2_{ср})^2]^{3/2}$
Абсолютная средневекторная скорость	$\bar{c}_m^{*3}=[\varphi^{*2}/\bar{r}^2_{ср}+(\psi_т/4\bar{r}^2_{ср}+\varphi^*\operatorname{ctg}\alpha_{1U}/\bar{r}_{ср})^2]^{3/2}$
Вспомогательная величина	$\bar{w}_m^{*3}+\bar{c}_m^{*3}$
Вспомогательная величина	$(\bar{w}_m^{*3}+\bar{c}_m^{*3})_{опт}$ (табл. 2 приложения 4)
Вспомогательная величина	$\sigma=\frac{\bar{w}_m^{*3}+\bar{c}_m^{*3}}{(\bar{w}_m^{*3}+\bar{c}_m^{*3})_{опт}\bar{\varphi}^{*2}}$
Параметр Z	$Z=f_2(X)$
Расчетный к.п.д. на оптимальном режиме	$\eta_{опт.р}$ (табл. 2 приложения 4)
К. п. д. ступени	$\eta=1-(1-\eta_{опт.р})Z\cdot\sigma$
Коэффициент напора	$\psi=\psi_т\cdot\eta$
Адиабатический напор ступени, Дж/кг	$H=\psi u_р^2/2$
Вспомогательная величина, Дж·с²/кг·м·К	$H/(T_1^*g)$
Степень повышения давления	$\pi^*=f(H/T_1^*g)$
Адиабатическое повышение температуры в ступени, К	$\Delta T_{ад}^*=\frac{H}{\frac{k}{k-1}R}$
Полное приращение температуры в ступени, К	$\Delta T^*=\frac{\Delta T^*_{ад}}{\eta}$

Расчет лопаточного

Степень повышения давления $\pi^*=p^*_{ЛА}/p_1^*$ 1,401

Адиабатический напор $H_{ЛА}=\frac{k}{k-1}RT_1^*\left[\left(\frac{p^*_{ЛА}}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]$ . . . . . 28218,4 Дж/кг

Адиабатическое повышение температуры $\Delta T^*_{ад\,ЛА}=H_{ЛА}\Big/\frac{k}{k-1}R$ . . 28,08 К

компрессора с исходной ступенью

Таблица 1

ступени $T^*_1=278$ К; $p_1^*=97{,}80$ кПа; $G=75$ кг/с; $u_р=132$ м/с (1—4 ступени); (1—4 ступени): $u_р^2/2=7270$ м²/с² (5—9 ступени)

Ступень									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	выходная
97,8	104,00	111,00	118,0	125,0	129,5	133,5	136,0	137,0	137,0
278	283,75	289,44	295,09	300,66	304,49	308,06	311,08	313,95	313,95
1,224	1,280	1,340	1,395	1,447	1,480	1,510	1,520	1,520	—
0,985	0,868	0,769	0,689	0,674	0,620	0,569	0,525	0,486	—
62,2	67,3	72,8	78,2	77,2	81,7	87,4	94,0	101,7	—
0,786	0,781	0,764	0,749	0,819	0,806	0,795	0,786	0,778	—
0,471	0,510	0,552	0,592	0,643	0,678	0,725	0,780	0,844	—
0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	—
0,924	1,0	1,083	1,160	1,258	1,330	1,423	1,530	1,655	—
0,666	0,662	0,654	0,647	0,676	0,675	0,666	0,664	0,658	—
0,1545	0	−0,139	−0,239	−0,408	−0,478	−0,582	−0,644	−0,730	—
1,12	1,0	0,875	0,780	0,620	0,550	0,440	0,390	—	—
0,687	0,658	0,620	0,584	0,528	0,494	0,417	0,396	—	—
0,277	0,270	0,265	0,260	0,196	0,190	0,1645	0,160	—	—
0,0262	0,0290	0,0316	0,0345	0,0342	0,0368	0,0397	0,0432	—	—
0,890	1,01	1,170	1,360	1,520	1,720	2,04	2,34	—	—
0,275	0,339	0,438	0,555	0,520	0,627	0,780	0,988	—	—
1,164	1,339	1,608	1,915	2,090	2,347	2,82	3,328	—	—
1,314	1,335	1,374	1,408	1,270	1,289	1,300	1,330	—	—
1,037	1,00	1,0	1,01	1,015	1,03	1,073	1,056	—	—
1,070	1,00	1,10	1,25	1,97	2,70	4,5	6,1	—	—
0,915	0,912	0,909	0,907	0,905	0,903	0,901	0,899	—	—
0,906	0,912	0,90	0,883	0,810	0,730	0,521	0,348	—	—
0,601	0,601	0,587	0,570	0,429	0,361	0,218	0,138	—	—
5230	5220	5100	4950	3120	2620	1584	1005	—	—
1,92	1,880	1,80	1,715	1,058	0,878	0,525	0,328	—	—
1,0672	1,0657	1,063	1,0597	1,0365	1,030	1,018	1,011	1,0	—
5,20	5,21	5,07	4,93	3,1	2,61	1,58	1,0	0	
5,75	5,71	5,65	5,57	3,83	3,57	3,02	2,87	0	—

аппарата

Полное повышение температуры $\Delta T^*_{ЛА} = T^*_{ЛА} - T_1^*$ . . . . . 35,95 К

Адиабатический к. п. д. $\eta_{ЛА} = \Delta T_{ад\,ЛА}/\Delta T^*_{ЛА}$ 0,781

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа, $N_{ел} = GH_{ЛА}/10^3\eta_{ЛА}$ . . . 2709,8 кВт

Наименование величины	Формула
Наружный диаметр, м	$D_{н}$
Внутренний диаметр, м	$D_{вт}$
Расчетный диаметр, м	$D_{р}$
Относительный средний радиус	$\bar{r}_{ср} = \frac{D_{н} + D_{вт}}{2D_{р}}$
Периферийная подрезка	$\Delta\bar{r}_{н}$ (табл. 2 приложения 3)
Корневая подрезка	$\Delta\bar{r}_{вт}$ (табл. 2 приложения 3)
Коэффициент расхода на оптимальном режиме с учетом подрезки	$\overset{*}{\varphi}_{опт} = \overset{*}{\varphi}_{\Delta r\,опт}$ (табл. 5 приложения 1)
Коэффициент напора на оптимальном режиме с учетом подрезки	$\psi_{\Delta r\,опт}$ (табл. 5 приложения 1)
К. п. д. на оптимальном режиме исходной ступени	$\eta_{опт.\ исх}$
Поправка для напора на S_r, l, S_z, взаимное влияние	$k'_{\psi} = k_{\psi 3l} k_{\psi z} k_{\psi м}$ (табл. 2 приложения 3)
Окончательная поправка к. п. д.	$k_{\eta} = k_{\eta 3l} k_{\eta z} k_{м} \eta_{\Delta r}$ (табл. 2 приложения 3)
Расчетный коэффициент напора на оптимальном режиме	$\psi_{опт} = k'_{\psi} \psi_{\Delta \bar{r}\,опт}$
Расчетный к. п. д. на оптимальном режиме	$\eta_{опт} = k_{\eta} \eta_{опт}$
Расчетный коэффициент теоретического напора на оптимальном режиме	$\psi_{т.\ опт} = \psi_{опт} / \eta_{опт}$
Угол входа потока в абсолютном движении	α_{1U}
Вспомогательная величина	$\overset{*}{\varphi}_{опт} \operatorname{ctg} \alpha_{1U} / \bar{r}_{ср}$
Степень реактивности на среднем радиусе	$\theta_{опт} = 1 - \overset{*}{\varphi}_{опт} \operatorname{ctg} \alpha_{1U} / \bar{r}_{ср} - \frac{\psi_{т.\ опт}}{4\bar{r}^2_{ср}}$
Относительная средневекторная скорость	$\overline{w}^{*3}_{m\,опт} = \left[\overset{*}{\varphi}^{2}_{опт}\, \bar{r}^2_{ср} + \theta^2_{опт}\right]^{3/2}$
Абсолютная средневекторная скорость	$\overline{c}^{*3}_{m\,опт} = \left[\overset{*}{\varphi}^{2}_{опт} / \bar{r}^2_{ср} + \left(1 - \theta_{опт}\right)^2\right]^{3/2}$
Вспомогательная величина	$\overline{w}^{*3}_{m\,опт} + \overline{c}^{*3}_{m\,опт}$

Таблица 2

гательных величин

Ступень									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	выходная
1,400	1,346	1,298	1,258	1,255	1,223	1,197	1,173	1,152	1,134
0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840	0,840
1,400	1,400	1,400	1,400	1,280	1,280	1,280	1,280	1,280	1,280
0,786	0,781	0,764	0,749	0,819	0,806	0,795	0,786	0,778	0,771
0	—0,033	—0,065	—0,096	—0,028	—0,047	—0,065	—0,083	—0,100	—
0	0	0	0	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	—
0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	—
0,620	0,614	0,607	0,600	0,625	0,620	0,616	0,612	0,610	—
0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	—
0,984	0,984	0,981	0,981	0,980	0,976	0,976	0,975	0,971	—
0,981	0,977	0,974	0,972	0,970	0,968	0,966	0,964	0,962	—
0,610	0,604	0,595	0,587	0,612	0,605	0,601	0,597	0,590	—
0,915	0,912	0,909	0,907	0,905	0,903	0,901	0,899	0,898	—
0,666	0,662	0,654	0,647	0,676	0,670	0,667	0,664	0,657	—
—87°30′	—87°30′	—87°30′	—87°30′	—87°30′	—87°30′	—87°30′	—87°30′	—87°30′	—
—0,0284	—0,0285	—0,0292	—0,0298	—0,0272	—0,0277	—0,0280	—0,0284	—0,0286	—
0,758	0,756	0,749	0,740	0,774	0,767	0,764	0,760	0,756	—
0,982	1,000	1,010	1,020	0,978	0,982	0,990	1,000	1,004	—
0,332	0,335	0,364	0,388	0,292	0,307	0,310	0,330	0,342	—
1,314	1,335	1,374	1,408	1,270	1,289	1,300	1,330	1,346	—

Расчет границы пом

$n_{исх} = 2\,700$ об/мин; $\bar{n} < 0{,}9$; $\pi^*_{помп} = 3{,}1$; $G_{помп.\ исх} = 99{,}62$ кг/с;

$\varphi^*_{у.\ исх} = G_{помп}/$

Величина	Формула
Частота вращения компрессора, об/мин	n
Окружная скорость, м/с	$u_р = \dfrac{\pi D_р n}{60}$
Относительная частота вращения	$\bar{n} = n/n_{исх}$
Вспомогательная величина	$a = 1{,}76 + 0{,}085\,\pi^*_{помп.\ исх}$
Вспомогательная величина	$\bar{n}^a$
Вспомогательная величина	$\left(\pi^{*\,\frac{k-1}{k-1}}_{исх} - 1\right)\bar{n}^a$
Вспомогательная величина	$\pi^*_{помп} = \left[1 + \left(\pi^{*\,\frac{k-1}{k}}_{исх} - 1\right)\bar{n}^a\right]^{\frac{k}{k-1}}$
Вспомогательная величина	$\left(\pi^*_{помп}\right)^{(2-m)/m}$
Вспомогательная величина	$\left(\pi^*_{помп}\right)^{1/m}$
Вспомогательная величина	$1 + \bar{V}\pi^{*\,(2-m)/m}_{помп}$
Вспомогательная величина	$1 + \bar{L}/\bar{A}\pi^{*\,1/m}_{помп}$
Вспомогательная величина	$E = \left(1 + \dfrac{\bar{L}}{\bar{A}\pi^{*\,1/m}_{помп}}\right) \Big/ \left(1 + \bar{V}\pi^{*(2-m)/m}_{помп}\right)$
Вспомогательная величина	$\bar{F} = \dfrac{\left(1 + \dfrac{\bar{L}}{\bar{A}\pi^{*\,1/m}_{помп}}\right)\left[1 + \bar{V}\pi^{*(2-m)/m}_{помп}\right]_{исх}}{\left(1 + \dfrac{\bar{L}}{\bar{A}\pi^{*\,1/m}_{помп}}\right)_{исх}\left(1 + \bar{V}\pi^{*(2-m)/m}_{помп}\right)}$
Вспомогательная величина	$\pi^*_{помп}/\pi^*_{помп.\ исх}$
Вспомогательная величина	$\bar{F}/\bar{E}$ (черт. 16 приложения 1)

Таблица 3

пажа компрессора при

$m = 1,6$; $\overline{V} = 0,48$; $\overline{T} = 1,17$; $\overline{A} = 0,457$; $F_1 = 0,985$ м²; $\varphi^*_{опт} = 0,51$;

$\beta^*_1 u_p F_1 = 0,415$

Ступень						
1	2	3	4	5	6	7
2700	2400	2100	1800	1500	1200	900
198	176	154	132	110	88	66
1,000	0,890	0,780	0,666	0,556	0,444	0,323
2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
1,000	0,795	0,612	0,445	0,311	0,198	0,105
0,385	0,306	0,236	0,172	0,120	0,076	0,040
3,10	2,55	2,10	1,75	1,49	1,295	1,15
2,27	1,95	1,70	1,485	1,325	1,20	1,10
1,225	1,180	1,140	1,105	1,074	1,045	1,025
2,09	1,936	1,816	1,713	1,636	1,576	1,528
3,09	3,17	3,24	3,32	3,38	3,45	3,50
1,48	1,635	1,785	1,940	2,07	2,19	2,28
1,0	1,105	1,20	1,31	1,40	1,48	1,54
1,0	0,822	0,677	0,564	0,480	0,418	0,370
1,00	1,63	2,13	2,70	3,00	3,30	3,60

Величина	Формула
Вспомогательная величина	$\overline{F}' = \dfrac{\overline{F}'}{\overline{E}} \dfrac{\left(1 + \dfrac{\overline{L}}{\overline{A}\pi^{*\,1/m}_{\text{помп}}}\right)\left[1 + \overline{V}\pi^{*\,(2-m)/m}_{\text{помп}}\right]_{\text{исх}}}{\left(1 + \dfrac{\overline{L}}{\overline{A}\pi^{*\,1/m}_{\text{помп}}}\right)_{\text{исх}}\left(1 + \overline{V}\pi^{*\,(2-m)/m}_{\text{помп}}\right)}$
Вспомогательная величина	$\varphi^{*}_{\text{у. исх}}\,\overline{F}'$
Вспомогательная величина	$0{,}88\,\varphi^{*}_{\text{опт}}\left(\overline{F}' - 1\right)$
Коэффициент расхода первой ступени на границе помпажа компрессора	$\varphi^{*}_{\text{помп}} = \varphi^{*}_{\text{у. исх}}\,\overline{F}' - 0{,}88\,\varphi^{*}_{\text{опт}}\left(\overline{F}' - 1\right)$
Плотность среды на входе в первую ступень, кг/м^3	ρ^{*}_{1}
Производительность компрессора на границе помпажа, кг/с	$G_{\text{помп}} = \varphi^{*}_{\text{помп}} F_1 \rho^{*}_{1} u_{\text{р}}$

Продолжение табл. 3

Ступень						
1	2	3	4	5	6	7
1,00	1,80	2,55	3,54	4,20	4,89	5,54
0,415	0,748	1,060	1,470	1,745	2,030	2,300
0	0,359	0,696	1,140	1,435	1,745	2,030
0,415	0,389	0,364	0,330	0,310	0,285	0,270
1,22	1,22	1,221	1,222	1,223	1,225	1,225
98,6	82,4	67,8	52,4	41,1	30,2	21,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 5 К РТМ 24.020.17—73

Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА КОМПРЕССОРА НА ОСНОВЕ МОДЕЛЬНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

1. Требуется создать компрессор методом полного моделирования на следующие параметры:

Расход $G_{нат}$	120 кг/с
Степень повышения давления $\pi^*_{нат}$	4
Скорость вращения $n_{нат}$	3000 об/мин
К. п. д. $\eta_{ад.\ нат}$	0,89
Начальное давление $p^*_{в.\ нат}$	101,2 кПа
Начальная температура $T^*_{в.\ нат}$	288 К
Коэффициент устойчивой работы $k_{у.\ нат}$	1,2

2. Для данных значений по π^* и η из имеющихся компрессоров подходит компрессор, характеристики которого приведены на черт. 26 приложения 1. Примем этот компрессор за модельный.

Его параметры в расчетной точке:

$$\left(\frac{G_р\sqrt{T^*_{р.\ в}}}{p^*_{р.\ в}}\right)_{мод} = 0{,}00346\ \frac{кг\cdot м^2\cdot К^{0,5}}{Н\cdot с};$$

$$\left(\frac{n_р}{\sqrt{T^*_{р.\ в}}}\right)_{мод} = 480\ об/мин\cdot К^{0,5};$$

$$n_р = 8200\ об/мин;$$

$$p^*_{р.\ в} = 101{,}1\ кПа;$$

$$T^*_{р.\ в} = 292\ К.$$

3. Проводим на универсальной характеристике модели (черт. 26 приложения 1) прямую $\pi^*_{нат} = 4$.

4. На отрезке этой прямой AB, лежащем внутри области $\eta \geqslant 0{,}89$, ищем точку моделирования. Для этого определяем величину $\left(\frac{G\sqrt{T^*_в}}{p^*_в}\right)_{мод}$ $\left(\frac{n}{\sqrt{T^*_в}}\right)^2_{мод}$ в точках A, B, C, и D (см. таблицу).

Величина	A	B	C	D
$\overline{\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}}$	0,77	0,85	0,925	0,95
$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод} = \overline{\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}} \left(\frac{G_р\sqrt{T_{р.в}^*}}{p_{р.в}^*}\right)_{мод}$	0,002666	0,00294	0,00320	0,00329
$\overline{\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод}}$	0,887	0,925	0,96	0,975
$\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод} = \overline{\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{мод}} \left(\frac{n_р}{\sqrt{T_{р.в}^*}}\right)_{мод}$	426	444	461	468
$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод} \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод}$	483,5	581	680	720

5. Строим вспомогательную кривую (черт. 27 приложения 1)

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод} \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод} = f\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод}.$$

6. Для натурного компрессора на расчетном режиме:

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{нат} = \frac{120\cdot\sqrt{288}}{10,12\cdot 10^4} = 0,0201\,\frac{кг\cdot м^2\cdot К^{0,5}}{Н\cdot с};$$

$$\left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)_{нат} = \frac{3000}{\sqrt{288}} = 176,5\,\frac{об}{мин\cdot К^{0,5}};$$

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{нат} \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{нат} = 626.$$

Проводим на графике (черт. 27 приложения 1) горизонтальную прямую, соответствующую

$$\left(\frac{G\sqrt{T_в^*}}{p_в^*}\right)_{мод} \left(\frac{n}{\sqrt{T_в^*}}\right)^2_{мод} = 626.$$

7. В точке пересечения кривой и прямой, являющейся точкой моделирования (точки M на черт. 26 и 27 приложения 1) имеем:

$$\left(\frac{G\sqrt{T_{\text{в}}^*}}{p_{\text{в}}^*}\right)_{\text{мод}} = 0{,}00308\ \frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2\cdot\text{К}^{0,5}}{H\cdot c}; \quad \overline{\left(\frac{G\sqrt{T_{\text{в}}^*}}{p_{\text{в}}^*}\right)_{\text{мод}}} = 0{,}89;$$

$$\left(\frac{n}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}}\right)_{\text{мод}} = 453\ \frac{\text{об}}{\text{мин}\cdot\text{К}^{0,5}}; \quad \overline{\left(\frac{n}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}}\right)_{\text{мод}}} = 0{,}945.$$

Коэффициент устойчивости для этой изодромы модельного компрессора превышает величину $k_y = 1{,}3$.

8. Коэффициент моделирования

$$i = \sqrt{\frac{\left(\frac{G\sqrt{T_{\text{в}}^*}}{p_{\text{в}}^*}\right)_{\text{пат}}}{\left(\frac{G\sqrt{T_{\text{в}}^*}}{p_{\text{в}}^*}\right)_{\text{мод}}}} = \sqrt{\frac{0{,}0201}{0{,}00308}} = 2{,}56.$$

9. Частота вращения натурного компрессора

$$n_{\text{пат}} = \frac{453\cdot 288}{2{,}56} = 3004\ \text{об/мин}.$$

10. К. п. д. натурного компрессора в выбранной точке моделирования $\eta \approx 0{,}895$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 6 К РТМ 24.020.17—73

Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА КОМПРЕССОРА ПУТЕМ КОМПОНОВКИ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ

1. Задание на расчет компрессора:

Производительность $G_{нат}$	213 кг/с
Степень повышения давления $\pi^*_{нат}$	6,5—6,7
Скорость вращения $n_{нат}$	3000 об/мин
К. п. д. $\eta_{ад.\ нат}$	0,87
Коэффициент устойчивой работы $k_{у.\ нат}$	1,25
Начальная температура $T^*_{в.\ нат}$	288 К
Начальное давление $p^*_{в.\ нат}$	100,5 кПа

2. Из имеющихся модельных компрессоров, характеристики которых представлены на черт. 18—25 (приложения 1), ни один не обеспечивает заданную степень повышения давления и требуемую производительность при частоте вращения $n=3000$ об/мин. Следовательно, на их основе нельзя создать натурный компрессор на заданные параметры методом полного моделирования.

Выберем из имеющихся моделей компрессор, характеристики которого представлены на черт. 21 приложения 1. Этот компрессор имеет высокую степень повышения давления и его к. п. д. больше заданного к. п. д. натурного компрессора.

3. На универсальной характеристике модельного компрессора в области высоких к. п. д. и степеней повышения давления проводится линия, соединяющая на изодромах $(\pi^* - \overline{G})_{\overline{n}} = \text{const}$ точки, удовлетворяющие условию

$$k_у = \frac{(\pi^*/\overline{G})_{помп}}{\pi^*/\overline{G}} = 1{,}25.$$

4. Точка моделирования должна выбираться на этой линии или ниже ее.

Примем для рассматриваемого примера точку моделирования с безразмерными параметрами

$$\left(\overline{\frac{G\sqrt{T^*_в}}{p^*_в}}\right) = 0{,}856 \text{ и } \left(\overline{\frac{n}{\sqrt{T^*_в}}}\right)_{мод} = 0{,}911,$$

для которой $\pi^*_{мод} = 3{,}64$ и $\eta_{ад.\ мод} = 0{,}89$.

5 Модельный компрессор на расчетном режиме имеет следующие параметры подобия:

$$\frac{G_{\text{р}}\sqrt{T^*_{\text{р. в}}}}{p^*_{\text{р. в}}} = 0{,}00346\ \frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2\cdot\text{К}^{0,5}}{H\cdot c};$$

$$\frac{n_{\text{р}}}{\sqrt{T^*_{\text{р. в}}}} = 480\ \frac{\text{об}}{\text{мин}\cdot\text{К}^{0,5}};$$

$$n_{\text{р}} = 8200\ \text{об/мин};$$

$$T^*_{\text{р. в}} = 292\ \text{К};$$

$$p^*_{\text{р. в}} = 101\ \text{кПа}.$$

6. Зная эти величины, определяем численные значения параметров в выбранной точке моделирования:

$$\left(\frac{G\sqrt{T^*_{\text{в}}}}{p^*_{\text{в}}}\right)_{\text{мод}} = 0{,}00345\cdot 0{,}856 = 0{,}00295\ \frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2\cdot\text{К}^{0,5}}{H\cdot c};$$

$$\left(\frac{n}{\sqrt{T^*_{\text{в}}}}\right)_{\text{мод}} = 480\cdot 0{,}911 = 437\ \text{об/мин}\cdot\text{К}^{0,5},$$

а также производительность и скорость вращения модели при условиях на входе в натурный компрессор:

$$G_{\text{мод}} = 0{,}00295\cdot\frac{100\,500}{\sqrt{288}} = 17{,}48\ \text{кг/с};$$

$$n_{\text{мод}} = 437\cdot\sqrt{288} = 7410\ \text{об/мин}.$$

7. Поскольку

$$i' = \frac{n_{\text{мод}}}{n_{\text{нат}}} = \frac{7410}{3000} = 2{,}47,$$

то производительность натурного компрессора

$$G'_{\text{нат}} = i'^2 G_{\text{мод}} = 17{,}48\cdot 2{,}47^2 = 107{,}6\ \text{кг/с}.$$

8. Так как отмоделированный компрессор развивает производительность почти в два раза меньше заданной, то для ее обеспечения устанавливается предвключенная группа ступеней.

9. Предварительно принимаем к. п. д. предвключенной группы ступеней $\eta_{\text{1пол}} = 0{,}9$ (впоследствии уточняется расчетом). Этому значению политропического к. п. д. соответствует среднее значение показателя политропы сжатия

$$m = \frac{3{,}5\eta_{\text{1пол}}}{3{,}5\eta_{\text{1пол}} - 1} = \frac{3{,}5\cdot 0{,}9}{3{,}5\cdot 0{,}9 - 1} = 1{,}465$$

и вспомогательные величины

$$\frac{m-1}{m+1}=0{,}1885;\quad \frac{m+1}{3m-1}=0{,}725;\quad \frac{2m}{m+1}=1{,}186;\quad \frac{m-1}{2m}=0{,}1585.$$

10. Определяем масштабный множитель для второй группы ступеней из равенства

$$i=\left[\left(\frac{G_{\text{нат}}}{G_{\text{мод}}}\right)^{\frac{m-1}{m+1}}\cdot\frac{n_{\text{мод}}}{n_{\text{нат}}}\right]^{\frac{m+1}{3m-1}}=\left[\left(\frac{213}{17{,}5}\right)^{0{,}1885}\cdot\frac{7500}{3000}\right]^{0{,}725}=2{,}71.$$

11. Зная масштабный множитель i, определяем степень повышения давления в предвключенной группе ступеней

$$\pi_1{}^*=\left(\frac{G_{\text{нат}}}{G_{\text{мод}}}\cdot\frac{1}{i^2}\right)^{\frac{2m}{m+1}}=\left(\frac{213}{17{,}5}\cdot\frac{1}{2{,}71^2}\right)^{1{,}186}=1{,}82$$

и проверяем скорость вращения компрессора при полученной величине $\pi_1{}^*$

$$n_{\text{нат}}=(\pi_1{}^*)^{\frac{m-1}{2m}}\frac{n_{\text{мод}}}{i}=1{,}82^{0{,}1582}\cdot\frac{7500}{2{,}71}=2985\ \text{об/мин}.$$

Полученное значение $n_{\text{нат}}$ удовлетворительно согласуется с условиями задания.

12. Определяем степень повышения давления натурного компрессора.

Если потери напора в патрубках модельного и натурного компрессоров принять одинаковыми, то степень повышения давления натурного компрессора приблизительно будет равна произведению степени повышения давления проточной части первой группы ступеней на степень повышения давления модельного компрессора в точке моделирования:

$$\pi^*=\pi_1{}^*\pi^*_{\text{мод}}=1{,}82\cdot 3{,}64=6{,}62,$$

что удовлетворяет условиям задания.

Таким образом, натурный компрессор будет представлять собой сочетание 11 ступеней модели с несколькими предвключенными ступенями.

13. По данным предварительных аэродинамических расчетов и расчетов на прочность лопаточного аппарата предвключенной группы ступеней оказалось целесообразным применить в качестве предвключенных ступеней лопаточный аппарат типа К-50-1 или К-50-5.

14. Зная геометрические размеры первой ступени модельного компрессора и его параметры в точке моделирования, определяем коэффициент расхода первой ступени второй группы.

Принимая во внимание значение коэффициента расхода на входе во вторую группу ступеней $\varphi^*_{\text{II}}=0{,}44$ и исходя из условия

плавного сопряжения каналов проточных частей первой и второй группы ступеней, зададим коэффициент расхода последней ступени первой группы равным $\varphi_3^* = 0{,}44$.

Распределение коэффициентов расхода по ступеням первой группы принимаем убывающим от первой ступени к последней по линейному закону с $\Delta\varphi^* = 0{,}008$. Число ступеней в первой группе предварительно принимается равным трем. В этом случае при $\Delta\varphi = 0{,}008$ коэффициент расхода первой ступени будет равен

$$\varphi_1^* = \varphi_3^* + 2\Delta\varphi^* = 0{,}44 + 0{,}016 = 0{,}456.$$

15. Примем для первой ступени минимальное втулочное отношение $\bar{r}_{вт} = 0{,}6$. Согласно опытным данным, потери во входном патрубке модели на рассматриваемом режиме равны 240 мм вод. ст., чему соответствует коэффициент потерь $\zeta = 0{,}3$. При этих условиях и данных задания наружный (расчетный) диаметр первой ступени будет

$$D_р = 2{,}9\sqrt[3]{\frac{GRT_1^*}{(1-\bar{r}_{вт}^2)\,p_1^* n\cdot\varphi_1^*}} =$$

$$= 2{,}9\sqrt[3]{\frac{213\cdot 287{,}1\cdot 288}{(1-0{,}6^2)\cdot 9{,}81\cdot 10^3\cdot 3000\cdot 0{,}456}} = 1{,}705 \text{ м}.$$

16. Окружная скорость первой ступени

$$u_р = \frac{\pi D_р n}{60} = \frac{3{,}14\cdot 1{,}705\cdot 3000}{60} = 267{,}8 \text{ м/с}.$$

Выбранному типу распределения коэффициента расхода φ^* по ступеням первой группы соответствует среднее значение коэффициента напора

$$\psi_{ср} = \frac{\psi_1 + \psi_3}{2} = 0{,}51.$$

17. Принимая для первых трех ступеней $k_\psi = 0{,}98$, определяем среднее значение напора, развиваемого одной ступенью этой группы:

$$H_{ср} = k_\psi \psi_{ср}\frac{u_р^2}{2} = 0{,}98\cdot 0{,}51\cdot\frac{267{,}8^2}{2} = 17\,850 \text{ Дж/кг}.$$

18. Потребляемый напор предвключаемой группы ступеней

$$H_{ад} = \frac{k}{k-1}RT_1^*\left[(\pi_1^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] =$$

$$= 1005\cdot 288\,(1{,}82^{0{,}286} - 1) = 54\,300 \text{ Дж/кг}.$$

19. Необходимое число предвключаемых ступеней

$$i = \frac{\alpha H_{ад}}{H_{ср}} = \frac{1{,}015\cdot 54\,300}{17\,850} \approx 3,$$

где α — коэффициент затраченной работы.

Дальнейший расчет предвключенной группы ступеней выполняется как обычный поступенчатый расчет компрессора.

20. В точке моделирования потери напора в патрубках модельного компрессора, по данным опыта, составляют 2,5% от напора компрессора. Следовательно, на этом режиме напор и степень повышения давления проточной части модельного компрессора будут равны:

$$H_{2ЛА} = 1{,}025 H_{2к} = 1{,}025 \cdot 1005 \cdot 292\,(3{,}64^{0{,}286} - 1) = 13\,500 \text{ Дж/кг};$$

$$\pi^*_{2ЛА} = \left(1 + \frac{H_{2ЛА}}{1005 \cdot 292}\right)^{3{,}5} = \left(1 + \frac{135\,000}{1005 \cdot 292}\right)^{3{,}5} = 3{,}75.$$

21. К. п. д. проточной части

$$\eta_{2ЛА} = \eta_к + 0{,}025 = 0{,}89 + 0{,}025 = 0{,}915.$$

22. Из поступенчатого расчета предвключенной группы ступеней степень повышения давления и к. п. д.

$$\pi_1{}^* = 1{,}815 \text{ и } \eta_1 = 0{,}929.$$

23. Зная π^* и η для первой и второй групп ступеней, определяем к. п. д. проточной части натурного компрессора из равенства

$$\eta_{ЛА} = \frac{\eta_1 \eta_{2ЛА}\left[(\pi^*_{ЛА})^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{\eta_{2ЛА}\left[(\pi_1{}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + \eta_1 (\pi_1{}^*)^{\frac{m-1}{m}}\left[(\pi^*_{2ЛА})^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} =$$

$$= \frac{0{,}85 \cdot 0{,}73}{0{,}915 \cdot 0{,}186 + 0{,}929 \cdot 1{,}208 \cdot 0{,}46} = 0{,}908,$$

где $\pi^*_{ЛА} = \pi^*_1 \pi^*_{2ЛА} = 1{,}815 \cdot 3{,}75 = 6{,}8$.

24. Примем для натурного компрессора коэффициент потерь во входном патрубке $\zeta_в = 0{,}3$ и в выходном $\zeta_к = 0{,}5$; тогда потери напора в них составят:

входной патрубок —

$$\Delta H_в = \zeta_в \frac{c_1^2}{2} = 0{,}3 \frac{122{,}8^2}{2} = 2260 \text{ Дж/кг},$$

где $c_1 = 122{,}8$ м/с;

выходной патрубок —

$$\Delta H_к = \zeta_к \frac{c_2^2}{2} = 0{,}5 \cdot \frac{110^2}{2} = 3040 \text{ Дж/кг},$$

где $c_2 = 110$ м/с взята из расчета модели компрессора.

25. Напор проточной части компрессора

$$H_{ЛА} = 1005 \cdot 288\,(6{,}8^{0{,}285} - 1) = 211\,000 \text{ Дж/кг}.$$

26. На рассматриваемом режиме потери в патрубках

$$\Sigma\Delta H = 2260 + 3040 = 5300 \text{ Дж/кг}$$

или

$$\frac{\Sigma\Delta H}{H_{ЛА}} = \frac{5300}{211\,000} \cdot 100 = 2{,}5\%.$$

27. Таким образом, к. п. д. компрессора

$$\eta_{к} = \eta_{ЛА} - 0{,}025 = 0{,}908 - 0{,}025 = 0{,}883.$$

28. Поскольку в первой группе ступеней, образованной из ступеней типа К-50-1, и во второй группе ступеней, образованной из ступеней типа К-100-3, структура потока различная, то за последним рабочим колесом первой группы ступеней устанавливается специальный переходный направляющий аппарат.

29. Переходный направляющий аппарат рассчитывается на основе результатов продувок плоских решеток с использованием опытных данных по распределению вдоль радиуса абсолютных скоростей за рабочим венцом ступени К-50-1. Поскольку за рабочим венцом ступени К-50-1 углы выхода потока в абсолютном движении, отсчитанные относительно плоскости вращения, уменьшаются к периферии, а в ступенях К-50-3 они практически остаются постоянными вдоль радиуса (цилиндрические лопатки), то для достижения относительно равномерной нагрузки элементарных решеток переходного направляющего аппарата его лопатки должны иметь профили сечений с увеличивающимися к периферии хордой и кривизной средней линии.

30. В качестве средних линий выбраны дуги окружностей, а профили образованы из исходного симметричного профиля, такого же как у лопаток ступени К-50-3.

Хорда профилей сечений лопатки принята изменяющейся линейно от 105 до 35 мм соответственно на $\bar{r}=1$ и на $\bar{r}=0{,}73$. Относительная толщина профилей, равная 10%, принята одинаковой для всех сечений.

Аэродинамический расчет переходного направляющего аппарата дан в табл. 1 и 2 настоящего приложения.

Таблица 1

Аэродинамический расчет переходного направляющего аппарата компрессора

Величина	Формула	$\bar{r}$						
		1,0	0,98	0,95	0,90	0,875	0,80	0,73
Угол натекания потока	α_{2U}	35°	36°	37,7°	41,3°	43°	46,6°	48,5°
Угол выхода потока	α_{3U}	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°
Угол поворота потока	$\Delta\alpha$	25°	24°	22,3°	18,5°	17°	13,4°	11,5°
Угол атаки	i	0°	0°	0°	0,7°	1,2°	2,0°	2,0°
Хорда профиля, мм	b	105	100	92	79	72,5	53	35
Количество лопаток, шт.	z	40	40	40	40	40	40	40
Относительный шаг	t/b	0,690	0,759	0,800	0,884	0,936	1,17	1,637
Вспомогательная величина	$m = 0,41 - 0,002\alpha_{3U}$	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
Вспомогательная величина	$m\sqrt{t/b}$	0,241	0,252	0,259	0,272	0,280	0,313	0,371
Вспомогательная величина	$\Delta\alpha - i$	25	24	22,3	17,7	15,8	11,4	9,5
Угол изогнутости	$\vartheta = \dfrac{\Delta\alpha - i}{1 - m\sqrt{t/b}}$	33,0°	32,1°	30,1°	24,3°	21,9°	16,6°	15,1°
Угол девиации	$\delta = \dfrac{\Delta\alpha - i}{1 - m\sqrt{t/b}} \cdot m\sqrt{t/b}$	7,96°	8,09°	7,8°	6,62°	6,13°	5,2°	5,6°
Входной угол лопатки	$\alpha_{2л} = \alpha_{2U} + i$	35°	36°	37,7°	42°	44,2°	48,6°	50,5°
Выходной угол лопатки	$\alpha_{3л} = \alpha_{3U} + \delta$	67,96°	68,09°	67,8°	66,62°	66,13°	65,2°	65,6°

Таблица 2

Аэродинамический расчет лопатки переходного направляющего аппарата компрессора

Величина	$\bar{r}$						
	1,0	0,98	0,95	0,9	0,875	0,8	0,73
α_{2U}	35°	36°	37,7°	41,3°	43°	46,5°	48,5°
$\alpha_{2л}$	35°	36°	37,7°	42°	44,2°	48,6°	50,5°
$\alpha_{3л}$	67,96°	68,09°	67,8°	66,62°	66,13°	65,2°	65,6°
t/b	0,690	0,759	0,800	0,884	0,936	1,17	1,637
ϑ	33°	32,1°	30,1°	24,3°	21,9°	16,6°	15,1°
$0,419\sqrt{t/b}$	11,24	11,46	11,03	9,36	8,68	7,35	7,92
$0,0029\sqrt{t/b}$	0,0548	0,0559	0,0538	0,0456	0,0423	0,0359	0,0386
$\alpha_{3л} - 0,419\sqrt{t/b}$	56,72	56,63	56,77	57,26	57,45	57,85	57,68
$1 - 0,0029\sqrt{t/b}$	0,9452	0,9441	0,9462	0,9544	0,9577	0,9641	0,9614
$\alpha^*_{3U} = \dfrac{\alpha_{3л} - 0,419\sqrt{t/b}}{1 - 0,0029\sqrt{t/b}}$	60°	60°	60°	60°	60°	60°	60°
$\Delta\alpha^* = f(\alpha^*_{3U}, t/b)$	24,0°	22,8°	22,0°	20,8°	20,1°	17,55°	13,35°

$\alpha^*_{2U} = \alpha^*_{3U} - \Delta\alpha^*$	36,0°	37,2°	38,0°	39,2°	39,9°	42,45°	46,35°
$i^* = \alpha_{3л} - \alpha^*_{2U}$	—1°	—1,2°	—0,3°	2,8°	4,3°	6,15°	3,85°
$i = \alpha_{2л} - \alpha_{2U}$	0°	0°	0°	0,7°	1,2°	2°	2°
$i - i^*$	+1°	—1,2°	+0,3°	—2,1°	—3,1°	—4,15°	—1 85°
$(i - i^*)/\Delta\alpha^*$	0,0417°	0,053°	0,014°	—0,100°	—0,154°	—0,296°	—0,139°
$\Delta\alpha/\Delta\alpha^* = f\left(\frac{i - i^*}{\Delta\alpha^*}\right)$	1,035	1,043	1,01	0,913	0,86	0,78	0,875
$\Delta\alpha = (\Delta\alpha/\Delta\alpha^*)\,\Delta\alpha^*$	24,85°	23,8°	22,2°	19,0°	17,3°	13,7°	11 7°
$\alpha_{3U} = \alpha_{2U} + \Delta\alpha$	59,85°	59,8°	59,9°	60,3°	60,3°	50,3°	60 2°
$\gamma_1 = \gamma_2 = \vartheta/2$	16,5°	16,05°	15,05°	12,15°	10,95°	8,3°	7,65°
$\alpha'_b = \alpha_{3л} - \gamma_2$	51,5°	52,05°	52,75°	54,15°	55,15°	56,9°	53,05°
ω	0,70°	0,75°	0,84°	1,05°	1,05°	1,6°	1,70°
$\alpha_{3bU} = \alpha'_b - \omega$	50,80°	51,30°	51,92°	53,10°	54,10°	55,30°	56,35°

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., 1968.
2. Бабкова М. М. Разработка ступени осевого компрессора со степенью реакции 0=0,7. Отчет № О-2803. Л., ЦКТИ, 1959.
3. Бабкова М. М. Разработка ступени осевого компрессора с высокой производительностью. Отчет № О-3338. Ч. I и II. Л., ЦКТИ, 1961.
4. Бедчер Ф. С. Профилирование лопаток компрессора и определение геометрических характеристик профилей. «Энергомашиностроение», 1963, № 7.
5. Буйновская Л. Н. Приближенный способ расчета характеристик осевых компрессоров при низких скоростях вращения. «Энергомашиностроение», 1968, № 10.
6. Буйновская Л. Н. Влияние величины и типа подрезки, густот решеток и углов установки рабочих лопаток на характеристики ступеней осевого компрессора. Отчет № О-3192. Л., ЦКТИ, 1961.
7. Бунимович А. И., Святогоров А. А. Обобщение результатов исследования плоских компрессорных решеток при дозвуковой скорости. В сб.: «Лопаточные машины и струйные аппараты». Вып. 2. М., «Машиностроение», 1967.
8. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., Физматгиз, 1963.
9. Гофлин А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. М. — Л., Машгиз, 1959.
10. Гофлин А. П., Буйновская Л. Н. Сопоставление опытных и расчетных характеристик натурных осевых компрессоров. Отчет № О-3507, Л., ЦКТИ, 1962.
11. Гофлин А. П., Тарабрин А. П. Способ создания осевых компрессоров на высокие степени повышения давления в одном цилиндре на основе теории подобия. «Энергомашиностроение», 1968, № 10.
12. Махорина Л. И. Атлас исходных модельных ступеней осевых компрессоров (3-я редакция). Отчет № 5188. Л., ЦКТИ, 1967.
13. Семов В. В. О выборе относительной толщины профилей лопаток осевого компрессора. «Энергомашиностроение», 1966, № 9.
14. Семов В. В. Исследование осевых и радиальных зазоров. Отчет № 2402. Л., ЦКТИ, 1957.
15. Семов В. В. Влияние типа проточной части на работу лопаточного аппарата осевого компрессора. Отчет № 3572. Л., ЦКТИ, 1962.
16. Семов В. В., Козловский В. И. Разработка экономичной ступени для компрессоров высокого давления мощных ГТУ. Отчет № О-5183. Л., ЦКТИ, 1967.
17. Сергеев Г. А., Буйновская Л. Н. Разработка и исследование компрессорной ступени с 50%-ной реакцией. Отчет № 1678. Л., ЦКТИ, 1953.
18. Сергеев Г. А. Исследование ступени с 0=0,5 с усиленными ПНА в проточной части типа I (Брянский завод). Отчет № О-3222. Л., ЦКТИ, 1961.
19. Сергеев Г. А. Исследование ступени К-50-1 при больших окружных скоростях (ступень К-50-1 для ГТУ-25 ЛМЗ). Отчет № О-2486. Л., ЦКТИ, 1958.
20. Титенский В. И. Изменение характеристик ступени осевого компрессора при повороте лопаток направляющих и рабочих лопаток. «Энергомашиностроение», 1967, № 2; 1968, № 10.
21. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М., «Машиностроение», 1970.
22. Чужова Л. Е. Исследование ступени К-70-17 в четырехступенчатом осевом компрессоре. Отчет № О-5075. Л., ЦКТИ, 1967.
23. Шилов В. Д. Метод профилирования лопаток малого удлинения осевых турбомашин. Труды ЦКТИ, вып. 102. Л., 1970.
24. Широков Н. А. Исследование периферийной подрезки облопачивания К-100-2л на модели ЭОН-2. Отчет НЗЛ, № ТМ-2414—63, 1964.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Условные обозначения 3

1. Предварительный расчет компрессора 7

2. Расчет проточной части компрессора и его характеристик при $n=(0{,}8 \div 1)n_р$ 15

3. Расчет характеристик проточной части при $\bar{n} \leqslant 0{,}8$ и определение границы помпажа 30

4. Создание многоступенчатых осевых компрессоров на основе модельных проточных частей 37

5. Создание проточной части компрессора путем компоновки из различных проточных частей 39

Приложение 1. Чертежи и таблицы к аэродинамическому расчету компрессора 44

Приложение 2. Атлас исходных модельных ступеней 80

Приложение 3. Пример расчета проточной части компрессора . . 157

Приложение 4. Пример расчета характеристик компрессора при $\bar{n}=0{,}6$ и определение границы помпажа при $\bar{n}<0{,}9$ 182

Приложение 5. Пример расчета компрессора на основе модельной проточной части 192

Приложение 6. Пример расчета компрессора путем компоновки из различных проточных частей 195

Приложение 7. Литература 204

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ СТАЦИОНАРНЫХ УСТАНОВОК

РТМ 24.020.17—73

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Москва

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова

Директор — **МАРКОВ Н. М.**

И. о. заведующего базовым отраслевым отделом стандартизации — **КИЧИГИНА М. Л.**

Заведующий отделом газотурбинных установок — **ТЫРЫШКИН В. Г.**

Руководители темы: — **ТАРАБРИН А. П., БАБКОВА М. М., БУЙНОВСКАЯ Л. Н., ГОФЛИН А. П.**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением турбинной промышленности Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Главный инженер — **ГОЛОВИЗНИН В. П.**

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Заместитель министра — **СИРЫЙ П. О.**

ОПЕЧАТКИ

Прежде чем пользоваться РТМ 24.020.17—73, внесите исправления:

В каком месте	Напечатано	Должно быть
Стр. 2, 3-я строка сверху	*для приводных*	*и ряда приводных*
Стр. 5, 13-я строка снизу	$\varkappa_2$	χ_2
Стр. 23, 21-я строка снизу	вызванное изменение	вызванное изменением
Стр. 70, черт. 25, 2-я строка подписи под чертежом	$=0{,}0364$ кг·м^2 $\times$ К^{0,5}/с·Н (0,357 м^2·град^{0,5}/сек);	$-0{,}0359$ кг·м^2·К^{0,5}/с·Н (0,353 м^2·град^{0,5}/сек);
Стр. 157, 17-я строка сверху	60 1/с	50 1/с

РТМ 24.020.17—73. Методика аэродинамического расчета проточной части осевого компрессора для стационарных установок.

Зак. 509. Тир. 500.