



19

А. Н. АНЮТИН

**ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ
ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЭВМ**

1988

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Харьковский ордена Ленина авиационный институт
им. Н.Е. Жуковского

А.Н. АНТИН

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ
ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЭВМ

Учебное пособие

Харьков ХАИ 1988

УДК 629.7.036:621.

Газодинамический расчет сверхзвуковой ступени осевого компрессора на ЭВМ / А.Н. Анютин: Учеб. пособие. Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1988. - 33 с.

Описан метод расчета сверхзвуковой ступени с переменным по радиусу энергообменом, изменяющимся в зависимости от функции тока. Приведены выбор исходных данных, порядок газодинамического расчета, пример расчета общих параметров ступени, блок-схема программы расчета на ЭВМ и инструкция по ее использованию.

Предназначено для студентов специальности "Авиационные двигатели" при выполнении курсового и дипломного проектирования.

Ил. 8. Библиогр.: 5 назв.

Рецензенты: канд. техн. наук В.З. Кудринский,
канд. техн. наук В.А. Курлыков

© Харьковский авиационный институт

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- C - абсолютная скорость,
- W - относительная скорость,
- U - окружная скорость,
- λ - приведенная абсолютная скорость,
- λ_w - приведенная относительная скорость,
- $q(\lambda)$ - газодинамическая функция расхода,
- z - радиус,
- \bar{d} - относительный диаметр (радиус) втулки,
- m - степень двухконтурности,
- H_z, H_T - затраченный и теоретический напоры ступени,
- H_z, H_T - коэффициенты затраченного и теоретического напоров,
- G - расход воздуха,
- G_I - расход воздуха через внутренний контур ТРДД,
- G_{II} - расход воздуха через наружный контур ТРДД,
- π_I^* - степень повышения полного давления воздуха ступенью во внутреннем контуре,
- π_{II}^* - степень повышения полного давления воздуха ступенью в наружном контуре,
- η^* - коэффициент полезного действия ступени,
- P - давление,
- T - абсолютная температура,
- $a_{кр}$ - критическая скорость,
- M_{wI} - число Маха, вычисленное по относительной скорости на входе в рабочее колесо,
- ρ - плотность воздуха,
- C_p - теплоемкость при постоянном давлении,
- R - газовая постоянная,
- $\sigma_{на}$ - коэффициент восстановления полного давления в промежуточном направляющем аппарате,
- $K_H = \frac{H_z}{H_T}$ - коэффициент уменьшения теоретического напора.

ИНДЕКСЫ

- I - сечение на входе в рабочее колесо,
- 2 - сечение на выходе из рабочего колеса,
- K - радиус концов лопаток,
- CP - средний радиус или среднее значение,
- BT - радиус втулки,
- α - осевая составляющая скорости,
- U - окружная составляющая скорости,
- W - относительное движение,
- i - порядковый номер струйки тока,
- * - параметры торможения потока.

ВВЕДЕНИЕ

Компрессор - один из наиболее крупных по размерам и массе элемент ГТД, определяющий габариты и массу двигателя. Уменьшение диаметра компрессора (D_k) и сокращение числа ступеней с повышением их напорности (при заданных значениях G_5 и π_k) позволяют существенно снизить габаритные размеры и массу авиационного ГТД. Диаметр компрессора уменьшится, если осевую скорость воздуха C_{1a} увеличить; повышение напора ступени при умеренных (ограниченных) значениях \bar{H}_z реализуется за счет увеличения окружной скорости U_k ($\bar{H}_z = \bar{H}_z \cdot U_k^2$). Из анализа треугольников скоростей следует, что рост значений C_{1a} и U_k приводит к увеличению скоростей W_1 и C_2 , а соответственно, и чисел M_{W1} и M_{C2} . Отсюда следует, что снижение диаметральных и осевых габаритов компрессора достижимо только за счет перехода к трансзвуковым и сверхзвуковым ступеням, для которых снимаются или уменьшаются ограничения по числам M_{W1} , M_{C2} , M_{Ca} и M_{U} , характерные для дозвуковых ступеней.

Сверхзвуковой элементарной ступенью осевого компрессора называют такую ступень, у которой какая-либо из относительных или абсолютных скоростей является сверхзвуковой. У дозвуковой ступени относительные и абсолютные скорости - дозвуковые. Трансзвуковыми обычно называют такие ступени, у которых число M_{W1} изменяется по высоте лопатки от повышенных дозвуковых значений до умеренных сверхзвуковых ($M_{W1} \leq 1,15 \dots 1,2$). В сверхзвуковых ступенях сверхзвуковая скорость набегающего потока по всей высоте лопатки. В ступенях такого типа сверхзвуковым может быть как поток, набегающий на лопатки рабочего колеса (в относительном движении, т.е. $M_{W1} > 1$), так и поток, набегающий на лопатки направляющего аппарата ($M_{C2} > 1$). Однако реальные конструкции ступеней выполняют обычно при $M_{W1} > 1$, $M_{C2} < 1$ на всех радиусах.

Основанием для перехода к сверхзвуковым и трансзвуковым ступеням послужило то, что при относительно небольших сверхзвуковых скоростях потока ($M_{W1} \leq 1,36 \dots 1,4$) КПД ступени остается достаточно высоким.

Сверхзвуковая ступень на входе в компрессор должна иметь

входной направляющий аппарат, обеспечивающий обычно положительную закрутку на входе для концевых и отрицательную для корневых сечений лопатки рабочего колеса.

Первые ступени турбореактивных двигателей часто выполняют без входного направляющего аппарата ($C_{ли} = 0$). В этом случае при обычных для авиационных двигателей окружных скоростях ступени, естественно, получают трансзвуковыми.

При малых относительных диаметрах втулки ($\bar{d}_1 = 0,25 \dots 0,40$), наиболее часто встречающихся в ТРДД, втулочные сечения, работающие при низких окружных скоростях, не обеспечивают высокого уровня энергообмена. В этом случае целесообразно применять ступени с увеличивающимся от втулки к периферии энергообменом.

1. ИЗМЕНЕНИЕ ЭНЕРГООБМЕНА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ФУНКЦИИ ТОКА

Традиционное задание уровня энергообмена в функции от радиуса

$$H_z = f(z) \quad (1.1)$$

не позволяет заранее оценить с достаточной точностью величины окружной скорости и энергообмена на периферии и на втулке ступени [1,2]. Этот недостаток можно устранить, задавая энергообмен в зависимости от значения относительного расхода воздуха (аналога функции тока):

$$H_z = f(G), \quad (1.2)$$

здесь

$$\bar{G} = \frac{G}{G_I}, \quad (1.3)$$

где G_I - расход через внутренний контур; G - расход между втулкой и рассматриваемой линией тока.

На втулке $\bar{G} = 0$, на разделительной линии тока $\bar{G} = 1$, на периферии $\bar{G} = 1 + m$ (m - степень двухконтурности).

Изменение энергообмена вдоль радиуса ступени, обеспечивающее более полное использование энергетических возможностей концевых сечений лопаток рабочего колеса, зададим в виде параболической зависимости

$$H_z = H_{zk} - \Delta H_z = H_{zk} - \Delta H_{zk} \left(1 - \frac{\bar{G}}{m+1}\right)^2, \quad (1.4)$$

где

$$\Delta H_{zk} = H_{zk} - H_{z\delta T}; \quad (1.5)$$

H_{zk} - затраченный напор у концов лопаток; $H_{z\delta T}$ - затраченный напор у втулки.

1.1. Определение u_k и значений ΔH_z и H_z

Уменьшение затраченного напора (среднее значение ΔH_z) в ступени

$$\Delta H_{zcp} = \frac{1}{m+1} \int_0^{m+1} \Delta H_z \delta \bar{G} = \frac{1}{3} \Delta H_{zk}. \quad (1.6)$$

Уменьшение затраченного напора (среднее значение ΔH_z) по внутреннему контуру

$$\Delta H_{zI} = \int_0^1 \Delta H_z \delta \bar{G} = \Delta H_{zk} \left[1 - \frac{1}{m+1} + \frac{1}{3(m+1)^2}\right]. \quad (1.7)$$

Уменьшение затраченного напора (среднее значение ΔH_z) по наружному контуру

$$\Delta H_{zII} = \frac{1}{m} \int_1^{m+1} \Delta H_z \delta \bar{G} = \frac{\Delta H_{zk}}{m} \left[\frac{m-2}{3} + \frac{1}{m+1} - \frac{1}{3(m+1)^2}\right]. \quad (1.8)$$

Обозначив

$$K_m = \frac{1}{m} \left[\frac{m-2}{3} + \frac{1}{m+1} - \frac{1}{3(m+1)^2}\right], \quad (1.9)$$

с учетом (1.8), получим

$$H_{zk} - H_{zII} = (H_{zk} - H_{z\delta T}) \cdot K_m, \quad (1.10)$$

где

$$H_{zk} = \bar{H}_{zk} u_{zk}^2, \quad H_{z\delta T} = \bar{H}_{z\delta T} u_{zk}^2. \quad (1.11)$$

Из формул (1.10), (1.11) можно записать соотношения между работой наружного контура, коэффициентами затраченного напора по втулке и по концам лопаток и окружной скоростью по концам лопаток на выходе из рабочего колеса:

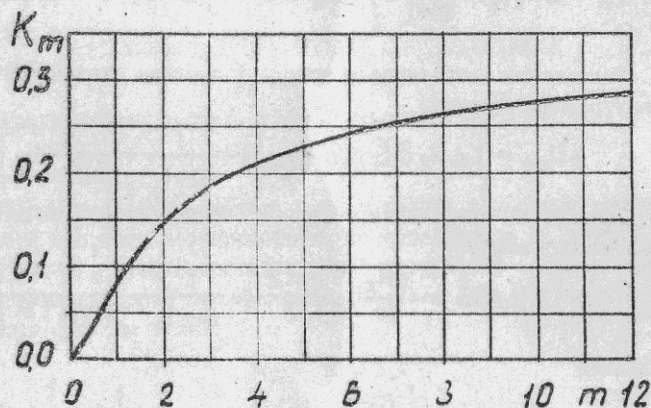
$$u_{2K}^2 = \frac{H_{zII}}{\bar{H}_{zK} - (\bar{H}_{zK} - \bar{H}_{z6T}) \cdot K_m} \quad (I.12)$$

или

$$\bar{H}_{zK} = \frac{H_{zII} / u_{2K}^2 - \bar{H}_{z6T} \cdot K_m}{1 - K_m} \quad (I.13)$$

Из формулы (I.10) следует также, что

$$\Delta H_{zII} = \Delta H_{zK} \cdot K_m \quad (I.14)$$

График зависимости $K_m = f(m)$ изображен на рис. 1.Рис. 1. Зависимость коэффициента K_m от m

Величину окружной скорости при $m = 0$ получим, преобразовав формулу (I.6):

$$H_{zcp} = H_{zK} - \frac{1}{3} (H_{zK} - H_{z6T}), \quad (I.15)$$

отсюда

$$H_{zcp} = u_{2K}^2 \left[\bar{H}_{zK} - \frac{1}{3} (\bar{H}_{zK} - \bar{H}_{z6T}) \right]. \quad (I.16)$$

Формула (I.16) отражает зависимость окружной скорости, коэффициентов затраченного напора по концам лопаток и на втулке со средней величиной энергообмена в ступени.

1.2. Расчетная форма уравнения радиального равновесия

Схема течения в рабочем колесе ступени показана на рис. 2.

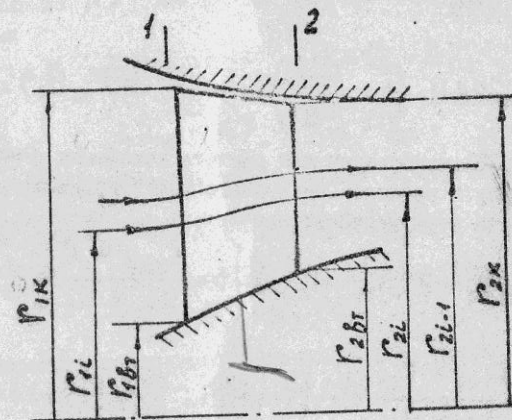


Рис. 2. Схема течения в рабочем колесе СЗС

Используем известную форму уравнения радиального равновесия [I,2] для дальнейшего его преобразования:

$$\frac{dH_T}{dz} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{z^2} \frac{d(C_u z)^2}{dz} + \frac{dC_a^2}{dz} \right], \quad (I.17)$$

где $H_T = H_z / K_H$.

Так как при расчете параметров на входе в рабочее колесо левая часть уравнения (I.17) равна 0, его можно преобразовать к виду

$$\frac{dC_{1d}^2}{dz} = - \frac{1}{z_1^2} \frac{d(C_{1u} z_1)^2}{dz} \quad (I.18)$$

Зависимость (I.18) используем далее при рассмотрении различных законов крутки на входе в рабочее колесо.

На выходе из рабочего колеса.

$$C_{2u} z_2 = \frac{H_T}{\omega} + C_{1u} z_1, \quad (1.19)$$

где ω — угловая скорость вращения ротора.

Из формул (1.17), (1.19) следует, что

$$dH_T = \frac{C_{2u}}{U_2} dH_T + \frac{C_{2u}}{z_2} d(C_{1u} z_1) + \frac{1}{2} dC_{2a}^2,$$

и

$$dC_{2a}^2 = 2dH_T \left(1 - \frac{C_{2u}}{U_2}\right) - \frac{2C_{2u}}{U_2} d(C_{1u} U_1). \quad (1.20)$$

Формулу (1.20) используем для расчета изменения осевой скорости по радиусу в процессе численного интегрирования. В конечных разностях эта формула имеет вид

$$C_{2ai}^2 - C_{2ai-1}^2 = 2(H_{Ti} - H_{Ti-1}) \left[1 - \frac{C_{2ui} + C_{2ui-1}}{U_{2i} + U_{2i-1}}\right] - 2 \cdot \frac{C_{2ui} + C_{2ui-1}}{U_{2i} + U_{2i-1}} [(C_{1u} U_1)_i - (C_{1u} U_1)_{i-1}]. \quad (1.21)$$

2. РАСЧЕТНЫЕ ГАЗОТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Для воздуха показатель адиабаты $k = 1,4$, газовая постоянная $R = 287$ Дж/(кг К).

Введем величину J , пропорциональную плотности тока на входе в ступень.

Величину J определим уравнением расхода с учетом параметров на входе в рабочее колесо:

$$J = \frac{G_B}{m_6 \pi z_{1k}^2} = \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \int q(\lambda_1) \frac{C_{1u}}{C_1} d(z_1^2). \quad (1.22)$$

Выражая G_B через параметры на выходе из рабочего колеса, получим

$$J = \int_{z_{2bt}}^{z_{2k}} \frac{P_2^*}{\sqrt{T_2^*}} q(\lambda_2) \cdot \frac{C_{2a}}{C_2} d(z_2^2). \quad (2.2)$$

Запись уравнения расхода в форме (2.1) и (2.2) позволяет вести дальнейшие расчеты, используя относительные значения радиусов

$$\bar{z} = z/z_{1k}. \quad (2.3)$$

Приращение ΔJ для каждой струйки тока определяем соотношениями

$$\Delta J = J \cdot \Delta \bar{G} / (1+m), \quad \Delta \bar{G} = \bar{G}_i - \bar{G}_{i-1}, \quad (2.4)$$

$$\Delta J_{np} = \Delta J \cdot \sqrt{T_{cp}^*} / P_{cp}^*.$$

В конечных разностях, преобразовав (2.2), (2.4), получаем

$$\Delta \bar{z}_{ij}^2 = \Delta J_{np} \cdot C_{cp} / (C_{a\text{cp}} q(\lambda_{cp})). \quad (2.5)$$

Из уравнения сохранения энергии следует, что

$$T_2^* = T_1^* + H_z / C_p. \quad (2.6)$$

Температура торможения в относительном движении

$$T_w^* = T + W^2 / 2C_p. \quad (2.7)$$

При $C_{1u} = 0$

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2, \text{ откуда}$$

$$T_{1w}^* = T_1^* + U_1^2 / 2C_p. \quad (2.8)$$

Уравнение сохранения энергии в относительном движении имеет вид

$$C_p (T_{2w}^* - T_{1w}^*) = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}. \quad (2.9)$$

Учитывая (2.8) и (2.9), получаем выражение для T_{2w}^* (только при $C_{1u} = 0$):

$$T_{2w}^* = T_1^* + U_2^2 / 2C_p. \quad (2.10)$$

Приведенная скорость

$$\lambda = C/a_{kp}, \quad (2.11)$$

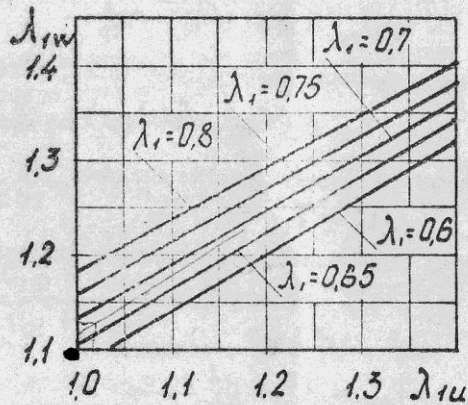
где

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

для воздуха $a_{кр} = 18,3 \sqrt{T^*}$.

Приведенная скорость в относительном движении

$$\lambda_w = W / \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_w^*} \quad (2.12)$$

Зависимость $\lambda_{1w} = f(\lambda_1, \lambda_{1u})$ при $C_{1u} = 0$ изображена на рис. 3.Рис. 3. Зависимость λ_{1w} от λ_{1u} и λ_1 при $C_{1u} = 0$

Газодинамическая функция расхода

$$q(\lambda) = \lambda \left(\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.13)$$

Величину закрутки на выходе из рабочего колеса определяем уравнением Эйлера

$$H_T = C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1 \quad (2.14)$$

При $C_{1u} = 0$

$$C_{2u} = H_T / U_2 \quad (2.15)$$

Направление векторов абсолютных и относительных скоростей:

$$\alpha = \arccos(C_u / C), \quad (2.16)$$

$$\beta = \arccos((U - C_u) / W). \quad (2.17)$$

Величина переданной работы связана со степенью повышения давления соотношением

$$H_z = C_p \gamma_1^* \left(\pi_{ст}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \gamma_{ст}^* \quad (2.18)$$

Учитывая формулу (2.6), получим выражение для $\pi_{ст}^*$:

$$\pi_{ст}^* = \left(1 + \left(\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1 \right) \gamma_{ст}^* \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.19)$$

Степень повышения давления на рабочем колесе можно определить из соотношения $\pi_{рк}^* = \pi_{ст}^* / \sigma_{на}$, где $\sigma_{на}$ — коэффициент восстановления полного давления промежуточного направляющего аппарата.

3. ЗАКРУТКА ПОТОКА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

3.1. Обобщенный закон крутки

Зависимость $C_{1u} = f(\bar{z})$ принята в виде, обеспечивающем широкую возможность выбора того или иного закона крутки,

$$C_{1u} = (A \bar{z}_1 + B / \bar{z}_1 + D) \cdot U_{1к} \quad (3.1)$$

где A, B, D — безразмерные коэффициенты.Программа **BBSZS** позволяет рассчитывать как сверхзвуковые, так и дозвуковые и трансзвуковые ступени осевого компрессора (ОК), а также закон крутки, реализуемые на этих ступенях.

Необходимые параметры на среднем радиусе могут быть взяты, например, из расчета осевого компрессора:

I. Первая ступень без входного направляющего аппарата (ВНА). При этом $C_{1u} = 0$ и $A = B = D = 0$. (3.2)2. Закрутка по закону "свободного вихря". При этом $A = D = 0$ и

$$B = \frac{C_{1uф} \cdot \bar{z}_{1ф}}{U_{1к}} \quad (3.3)$$

3. Закрутка по закону "твердого тела".
При этом $B = D = 0$ и

$$A = \frac{C_{1u\varphi}}{u_{1k} \bar{z}_{1cp}} = \frac{C_{1u\varphi}}{u_{1cp}} \quad (3.4)$$

4. Закрутка на входе при $\rho_k = const$, $H_T = const$.
При этом $D = 0$,

$$A = 1 - \rho_k, \quad B = -H_T / (2u_{1k}^2). \quad (3.5)$$

Осевую скорость на любом радиусе для принятого обобщенно-го закона крутки определяем по формуле

$$\bar{c}_{1a} = \sqrt{\bar{c}_{1a\varphi}^2 - 2[A^2(\bar{z}^2 - \bar{z}_{1cp}^2) + 3AD(\bar{z} - \bar{z}_{1cp}) + (2A \cdot B + D^2) \ln \frac{\bar{z}}{\bar{z}_{1cp}} - B \cdot D \cdot \left(\frac{1}{\bar{z}} - \frac{1}{\bar{z}_{1cp}}\right)]}, \quad (3.6)$$

где $\bar{c}_{1a} = C_{1a} / u_{1k}$, т.е. $C_{1a} = \bar{c}_{1a} \cdot u_{1k}$.

3.2. Закрутка на входе в сверхзвуковую ступень

Для сверхзвуковой ступени (СЗС) закрутка потока на входе должна обеспечить желательное распределение относительных скоростей, а следовательно, и чисел M_{W1} по радиусу. Рассмотрим решение этой задачи.

1. Выбираем относительную закрутку $\bar{c}_{1u\varphi} = C_{1u\varphi} / u_{1k}$ на среднем радиусе $\bar{z}_{1cp} = \sqrt{(1+d_1^2)}/2$, обеспечивающую необходимую величину $W_{1cp} = W_{1cp} / u_{1k}$. Обычно $\bar{c}_{1u\varphi} = 0 \dots 0,05$ (часто принимают $\bar{c}_{1u\varphi} = 0$).

2. Берем отношения

$$\frac{W_{1k}}{W_{1cp}} = 1,02 \dots 1,08, \quad \frac{W_{1bt}}{W_{1cp}} = 0,92 \dots 0,98$$

и определяем значения W_{1k} и W_{1bt} .

3. Задаем значения \bar{c}_{1ak} и \bar{c}_{1abt} в первом приближении (например $\bar{c}_{1ai} = \bar{c}_{1a\varphi}$).

4. Далее расчет ведем методом последовательных приближе-

$$\text{ний:} \quad \bar{c}_{1ui} = \bar{c}_{1i} - \sqrt{W_{1i}^2 - \bar{c}_{1ai}^2}$$

5. Решаем систему трех уравнений и находим коэффициенты A , B и D :

$$\begin{aligned} \bar{c}_{1uk} &= A + B + D, \\ \bar{c}_{1u\varphi} &= A \bar{z}_{1cp} + B / \bar{z}_{1cp} + D, \\ \bar{c}_{1u\text{bt}} &= A \bar{z}_{1bt} + B / \bar{z}_{1bt} + D. \end{aligned}$$

Получаем следующие выражения:

$$B = \bar{z}_{1cp} \frac{(\bar{c}_{1uk} - \bar{c}_{1u\varphi}) / (1 - \bar{z}_{1cp}) - (\bar{c}_{1u\text{bt}} - \bar{c}_{1u\varphi}) / (\bar{z}_{1bt} - \bar{z}_{1cp})}{1 / \bar{z}_{1bt} - 1}$$

$$A = (\bar{c}_{1uk} - \bar{c}_{1u\varphi}) / (1 - \bar{z}_{1cp}) + B / \bar{z}_{1cp}$$

$$D = \bar{c}_{1uk} - A - B.$$

6. По формуле (3.6) вычисляем \bar{c}_{1ak} , \bar{c}_{1abt} .

7. Если расхождение значений \bar{c}_{1ai} с предыдущим приближением превышает допустимую погрешность, процесс вычислений повторяем, начиная с п.4.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЭНЕРГООБМЕНА В СВЕРХЗВУКОВЫХ СТУПЕНЯХ

4.1. Построение расчетной модели течения

В реальных конструкциях концевые профили СЗС являются слабоизогнутыми. Предположим, что при расчете концевых сечений решетки рабочего колеса сверхзвуковой ступени ОК имеет место соотношение $\beta_1 = \beta_2$ и процесс сжатия осуществляется только при переходе сверхзвуковой скорости w_1 в дозвуковую w_2 через прямой скачок уплотнения. Схема течения в такой решетке и соответствующий план скоростей на выходе из рабочего колеса показаны на рис. 4. Как известно, для прямого скачка имеют место соотношения

$$\lambda_{1w} \cdot \lambda_{2w} = 1, \quad (4.1)$$

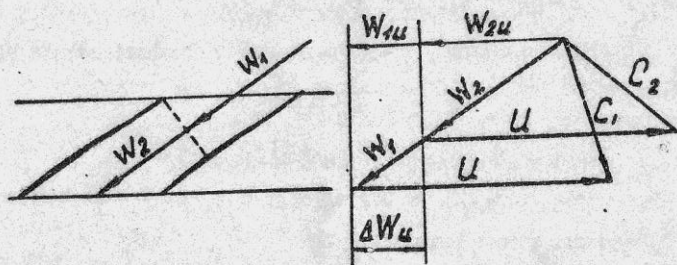


Рис. 4. Схема течения и план скоростей СЭС при $\bar{c} = 1$

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{\lambda_{2w}}{\lambda_{1w}} = \frac{1}{\lambda_{1w}^2} \quad (4.2)$$

При известных параметрах на входе ступени (см. разд. 3) величина энергообмена для концевых сечений:

$$\bar{H}_{TK} = U_k \cdot \Delta W_{uk} \quad (4.3)$$

где

$$\Delta W_{uk} = W_{1uk} - W_{2uk} = W_{1uk} \left(1 - \frac{W_2}{W_1}\right)$$

Используя соотношение (4.2), получим

$$\Delta W_{uk} = (U_k - C_{1uk}) \left(1 - \frac{1}{\lambda_{1w}^2}\right) \quad (4.4)$$

Коэффициент теоретического напора

$$\bar{H}_{TK} = \frac{\Delta W_{uk}}{U_k} = (1 - \bar{c}_{1uk}) \left(1 - \frac{1}{\lambda_{1w}^2}\right) \quad (4.5)$$

Очевидно, что формулы (4.4), (4.5) имеют смысл только при $\lambda_{1w} > 1$. Приемлемое значение \bar{H}_{TK} обычно получаем, если у концов лопаток $\lambda_{1w} > 1,2$. Величина осевой скорости на выходе из рабочего колеса

$$C_{2ak} = C_{1ak} \cdot \frac{W_{2k}}{W_{1k}} = C_{1ak} / \lambda_{1w}^2 \quad (4.6)$$

В программе BBSZS для обеспечения условия $\beta_2 > \beta_1$ принята скорость C_{2ak} , увеличенная на 5%, т.е.

$$C_{2ak} = 1,05 \cdot C_{1ak} / \lambda_{1w}^2 \quad (4.7)$$

Так как в этом случае C_{2ak} остается без изменения, то уравнение расхода определяет диаметр втулки на выходе из рабочего колеса.

4.2. Расчет значения \bar{H}_{TK}

Определим величину относительной скорости на среднем радиусе

$$W_{1cp} = \sqrt{C_{1cp}^2 + (U_{1cp} - C_{1u cp})^2} \quad (4.8)$$

и температуру торможения в относительном движении

$$T_{1w cp}^* = T_1^* + \frac{(U_{1cp} - C_{1u cp})^2 - C_{1u cp}^2}{2 C_p} \quad (4.9)$$

Приведенная скорость в относительном движении на среднем радиусе

$$\lambda_{1w cp} = W_{1cp} / \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{1w cp}^*} \quad (4.10)$$

Относительная скорость на концах лопаток при выбранном отношении W_{1k}/W_{1cp}

$$W_{1k} = W_{1cp} \cdot \frac{W_{1k}}{W_{1cp}} \quad (4.11)$$

Ориентировочно можно считать

$$\lambda_{1wk}^2 = \lambda_{1w cp}^2 \cdot \frac{W_{1k}}{W_{1cp}} \quad (4.12)$$

Принимая $\beta_{1k} = 25^\circ \dots 27^\circ$, получим $\cos \beta_{1k} = 0,9$. Так как $W_{1uk} = W_{1k} \cos \beta_{1k}$, то

$$\bar{H}_{TK} = 0,9 \cdot \frac{W_{1k}}{U_{1k}} \left(1 - \frac{1}{\lambda_{1wk}^2}\right) \quad (4.13)$$

4.3. Варианты исходных данных при расчете СЭС

Программа воспринимает данные D (I3), D (I4), D (I5) в качестве коэффициентов закрутки A, B, D при условии D (I4) < 0,88. В противном случае эти данные будут восприняты соответственно как $\bar{c}_{1u cp}$, W_{1k}/W_{1cp} , W_{1bt}/W_{1cp} и

расчет коэффициентов закрутки определится алгоритмом, изложенным в подразд. 3.2.

Чтобы реализовать расчет СЗС в соответствии с разд. 4, следует в варианте "с" ввода исходных данных $D(I) = U_{1K}$ ввести значения $\bar{H}_{2K} = \bar{d}_2 = 0$, что является командой для ЭВМ к определению \bar{H}_{2K} и $\bar{z}_{2\delta T}$ при условии фиксации величины $C_{2\delta K}$.

Если значение $\bar{H}_{2K} > 0$ не задано в исходных данных, то после его определения в программе проверяется условие $\bar{H}_{2\delta T} \leq \bar{H}_{2K}$. Если это условие не выполняется, присваивается значение $\bar{H}_{2\delta T} = \bar{H}_{2K}$. Поэтому при расчете СЗС с постоянным энергообменом по радиусу можно задать заведомо завышенное значение $\bar{H}_{2\delta T}$, например $\bar{H}_{2\delta T} = 1$, что автоматически обеспечит условие $\bar{H}_z = \text{const}$.

5. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

5.1. Выбор параметров

- Осевая скорость на входе $C_{1a} = 210...240$ м/с, что при $T_1^* = 288,15$ К соответствует $\lambda_a = 0,65...0,75$.
- Окружная скорость на концах лопаток $U_{1K} = 400...450$ м/с (до 500 м/с), что при $T_1^* = 288,15$ К соответствует $\lambda_{1K} = 1,3...1,45$ (до 1,6).
- На входе в рабочее колесо $M_{w1} \leq 1,4...1,6$.
- Степень повышения давления $\pi_{ст}^* = 1,5...2,0$, что соответствует энергообмену в ступени $H_T = 40000...70000$ Дж/кг.
- Коэффициенты затраченного напора: для периферийного сечения рабочего колеса $\bar{H}_{2K} = H_{2K} / U_{2K}^2 = 0,2...0,45$; для втулки $\bar{H}_{2\delta T} = H_{2\delta T} / U_{2K}^2$ (должно быть выдержано $\bar{H}_{2\delta T} / \bar{d}_2 \leq 0,9$).
- Коэффициент полезного действия сверхзвуковой ступени можно принять $\eta_{ст}^* = 0,63...0,85$.
- Потери в промежуточном направляющем аппарате учитываются коэффициентом восстановления полного давления $\epsilon_{НА} \approx 0,97$.
- Отношение наружных диаметров входа и выхода из рабочего колеса $\bar{D}_2 = D_{2K} / D_{1K} = 0,94...0,96$.

(Выбирается $\bar{D}_2 < 1$, чтобы уменьшить коничность канала по втулке рабочего колеса).

9. Относительный диаметр втулки на входе выбирает в пределах $0,35...0,55$ ($\bar{d}_1 = z_{1\delta T} / z_{1K}$). Меньшие значения характерны для первых ступеней ТРДД. При больших значениях \bar{d}_1 ступень может быть выполнена с постоянным энергообменом по радиусу.

10. Относительный диаметр втулки на выходе выбирает по аналогии с прототипом $\bar{d}_2 \approx \bar{d}_1 / (0,75...0,8)$, обычно $\bar{d}_2 = z_{2\delta T} / z_{2K}$.

11. Коэффициент уменьшения теоретического напора $K_H = 1,0...0,98$ для первой ступени. Далее K_H уменьшается примерно на $0,01...0,012$ на каждой ступени, но не ниже $0,9$.

5.2. Исходные данные для расчета ступени

- $\pi_{II}^* = 1,75$ - средняя степень повышения давления в наружном контуре;
- $m = 1$ - степень двухконтурности;
- $p_1^* = 1 \cdot 10^5$ Па - полное давление на входе в компрессор;
- $T_1^* = 288,15$ К - полная температура на входе в компрессор;
- $C_{1a} = 220$ м/с - осевая скорость на входе в компрессор (на $\bar{z}_{ср}$);
- $\bar{H}_{2K} = 0,32$ - коэффициент затраченного напора на периферии (отнесен к U_{2K});
- $\bar{H}_{2\delta T} = 0,29$ - коэффициент затраченного напора у втулки (отнесен к U_{2K});
- $\eta_{ст}^* = 0,85$ - КПД ступени;
- $\epsilon_{НА} = 0,97$ - коэффициент восстановления полного давления в промежуточном направляющем аппарате;
- $\bar{D}_2 = \frac{D_{2K}}{D_{1K}} = 0,96$ - отношение наружных диаметров рабочего колеса на выходе и входе;
- $\bar{d}_1 = 0,5$ - относительный диаметр втулки на входе в ступень;
- $\bar{d}_2 = 0,66$ - относительный диаметр втулки на выходе из ступени.

Приняты значения: $A = 0$, $B = 1,02$, $D = 0,93$ (см. подразд. 4.3 и 3.2), $K_H = 1,0$.

5.3. Расчет общих параметров ступени

I. Средняя работа ступени по наружному контуру

$$H_{zII} = C_p T_1^* \left(\pi_{II}^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \eta_{ст}^* = 1005 \cdot 288,15 (1,75^{0,2857} - 1) / 0,85 = 59066 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$2. K_m \text{ с учетом формулы (I.9) можно записать в виде}$$

$$K_m = \frac{1}{m} \left[\frac{m-2}{3} + \frac{1}{m+1} - \frac{1}{3(m+1)^2} \right] = \frac{1}{1} \left[\frac{-1}{3} + \frac{1}{2} - \frac{1}{12} \right] = 0,0833$$

3. Величина окружной скорости на входе и выходе из рабочего колеса с учетом формулы (I.12)

$$U_{2к} = \sqrt{\frac{H_{zII}}{\bar{H}_{2к} - (\bar{H}_{2к} - \bar{H}_{2бг}) K_m}} = \sqrt{\frac{59066}{0,32 - 0,03 \cdot 0,0833}} = 431,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$U_{1к} = U_{2к} / D_2 = 431,32 / 0,96 = 449,29 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Если в процессе расчета выбрана $U_{1к}$, то $U_{2к} = U_{1к} \cdot D_2$, а $\bar{H}_{2к}$ определяем по формуле (I.13).

4. Окружная скорость на втулке на выходе из рабочего колеса

$$U_{2бг} = U_{2к} \cdot d_2 = 431,32 \cdot 0,66 = 284,67 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$5. \text{ Работа на втулке}$$

$$H_{zбг} = \bar{H}_{zбг} \cdot U_{2бг}^2 = 0,29 \cdot 431,32^2 = 53951 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$6. \text{ Работа на концах лопаток}$$

$$H_{zк} = \bar{H}_{zк} \cdot U_{2к}^2 = 0,32 \cdot 431,32^2 = 59532 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$7. \text{ Полное изменение работы по высоте лопатки}$$

$$\Delta H_{zк} = H_{zк} - H_{zбг} = 5581 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

8. Среднее значение работы ступени по внутреннему контуру с учетом формулы (I.7)

$$H_{zI} = H_{zк} - \Delta H_{zк} \left[1 - \frac{1}{m+1} + \frac{1}{3(m+1)^2} \right] =$$

$$= 59532 - 5581 \left[1 - \frac{1}{2} + \frac{1}{12} \right] = 56276 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

9. Степень повышения давления ступени по внутреннему контуру

$$\pi_I^* = \left(1 + \frac{H_{zI} \eta_{ст}^*}{C_p T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(1 + \frac{56276 \cdot 0,85}{1005 \cdot 288,15} \right)^{3,5} = 1,7076$$

Если π_{II}^* (или H_{zII}) не задано, то расчеты, аналогичные расчетам пп. 8 и 9, проводят и для наружного контура, используя (I.8):

$$H_{zII} = H_{zк} - H_{zII}$$

10. Среднее значение полных температур и давлений на выходе из ступени рассчитываем следующим образом:

$$T_{2I}^* = T_{3I}^* = T_1^* + H_{zI} / C_p = 288,15 + 56276 / 1005 = 344,15 \text{ К};$$

$$T_{2II}^* = T_{3II}^* = T_1^* + H_{zII} / C_p = 288,15 + 59066 / 1005 = 346,92 \text{ К};$$

$$P_{3I}^* = P_1^* \cdot \pi_I^* = 1 \cdot 10^5 \cdot 1,7076 = 1,7076 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_{3II}^* = P_1^* \cdot \pi_{II}^* = 1 \cdot 10^5 \cdot 1,75 = 1,75 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

II. Газодинамические функции на входе в ступень

$$a_{кр} = 18,3 \sqrt{T_1^*} = 18,3 \sqrt{288,15} = 310,64 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\lambda_{1ср} = C_{1ср} / a_{кр} = 220 / 310,64 = 0,7082; \quad q(\lambda_1) = 0,898;$$

$$\lambda_{1ср} = U_{1ср} / a_{кр} = U_{1к} \sqrt{(1+d_1^2)/2} / a_{кр} = 355,19 / 310,64 = 1,143.$$

По графику рис. 3 определяем $\lambda_{1w} = 1,22$.

5.4. Приближенное определение параметров на выходе из рабочего колеса

Расчет текущих радиусов струек на выходе из рабочего колеса реализуется путем совместного решения уравнения расхода (2.2) и уравнения радиального равновесия (I.17). При машинном счете это достигается итерированием осевой скорости на периферии $C_{2а к}$.

Для устранения итераций при ручном счете приближенно определим осевую скорость на среднем радиусе. Эта скорость может быть использована в дальнейших расчетах (для определения $P_{2ср}$, $T_{2ср}$, $P_{2ср}$ и т.д.). Последовательность расчета параметров потока:

1. Среднее значение работы в ступени (см. формулу (1.6))

$$H_{2cp} = H_{zk} - \frac{1}{3} \Delta H_{zk}.$$

2. Приближенное значение \bar{z}_{cp} на выходе из рабочего колеса

$$\bar{z}_{cp} = \bar{D}_2 \sqrt{\frac{1+d_2^2}{2}}.$$

3. Окружная скорость на \bar{z}_{cp}

$$U_{2cp} = U_{1k} \cdot \bar{z}_{cp}.$$

4. Закрутка потока на \bar{z}_{cp}

$$C_{1u cp} = \bar{C}_{1u} \cdot U_{1k}.$$

5. Закрутка потока на \bar{z}_{cp}

$$C_{2u cp} = (H_{Tcp} + C_{1u cp} \cdot U_{1cp}) / U_{2cp}, \text{ где } H_{Tcp} = H_{2cp} / K_H.$$

6. Полная температура на \bar{z}_{cp}

$$T_{2cp}^* = T_1^* + H_{2cp} / C_p.$$

7. Полное давление на \bar{z}_{cp}

$$P_{2cp}^* = P_1^* \left(1 + \left(\frac{T_{2cp}^*}{T_1^*} - 1 \right) \gamma_{ст} \right)^{\frac{K}{K-1}} / \sigma_{на}.$$

8. Преобразовав формулу (2.2), получим уравнение расхода

$$q(\lambda_{2cp}) \sin \alpha_{2cp} = J \sqrt{T_{2cp}^*} / [\bar{D}_2^2 \cdot P_{2cp}^* (1-d^2)],$$

где J можно определить по формуле (2.1).

9. Параметры потока на выходе из рабочего колеса:

$$a_{2кр} = 18,3 \sqrt{T_{2cp}^*}, \quad \lambda(C_{2u cp}) = C_{2u cp} / a_{2кр}.$$

Уточняем значение $\lambda(C_{2a cp})$ (рис. 5) по итерационной формуле, полученной применением метода Ньютона [4] к функции $q(\lambda) \sin \alpha$ (см. (2.13)):

$$\lambda_a^2 = \lambda_a^2 - \frac{\lambda_a^2 - B^2 (1,2 - 0,2 (A^2 + \lambda_a^2))^{-5}}{1 - B^2 (1,2 - 0,2 (A^2 + \lambda_a^2))^{-6}}.$$

где $A = \lambda(C_{2u cp})$, $B = q(\lambda_{2cp}) \sin \alpha_{2cp}$, $\lambda_a = \lambda(C_{2a cp})$.

Подставив значения A , B и λ_a в правую часть формулы, получим $\lambda(C_{2a cp})$ (достаточно одного уточнения).

10. Осевая скорость на \bar{z}_{cp}

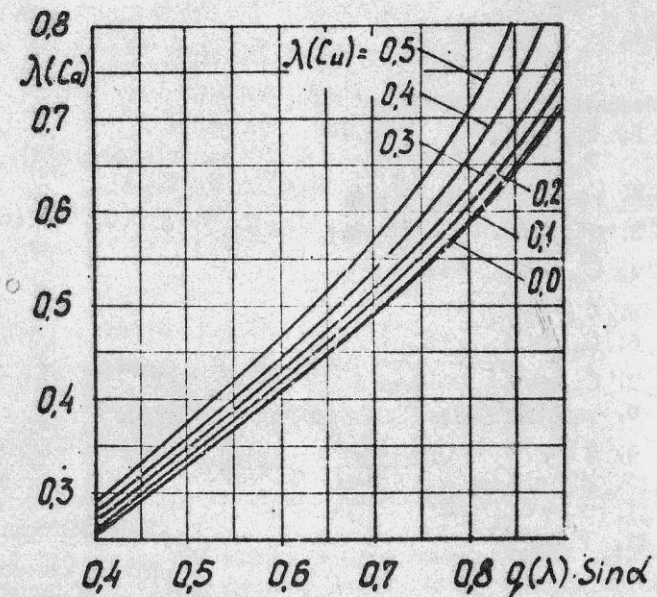


Рис. 5. Зависимость $\lambda(C_a)$ от $\lambda(C_u)$ и $q(\lambda) \sin \alpha$ для воздуха ($K = 1,4$)

$$C_{2a cp} = \lambda(C_{2a cp}) \cdot a_{2кр}.$$

5.5. Расчет осевых скоростей и радиусов на выходе из рабочего колеса

Расчет осевых скоростей и соответствующих им радиусов проводится методом последовательных приближений, начиная с периферийного радиуса ($\bar{z}_1 = \bar{D}_2$; $C_a = C_{2ак}$).

Значения параметров $H_{Ti cp}$, ΔH_{Ti} , $a_{кр cp}$, $\Delta J_{пр}$ рассчитываются заранее по струйкам тока, причем $H_{Ti} = H_{zi} / K_H$, $H_{Ti cp} = (H_{Ti} + H_{Ti-1}) / 2$, $\Delta H_{Ti} = H_{Ti} - H_{Ti-1}$. Правильному заданию осевой скорости на периферии соответствует

$$\bar{z}_2 \text{ вт} \approx \bar{D}_2 \cdot \bar{d}_2.$$

Используется следующий порядок расчета:

1. $\bar{z}_{cp} = \bar{z}_{i-1}$ (в первом приближении).
 $\bar{z}_{cp} = (\bar{z}_{i-1} + \bar{z}_i) / 2$ (в дальнейших приближениях).
2. $C_{u \text{ ср}} = (H_{T_i \text{ ср}} + C_{1u \text{ ср}} \cdot U_{1 \text{ ср}}) / (U_{1k} \bar{z}_{cp})$.
3. $\Delta C_a^2 = 2 \Delta H_{T_i} [1 + C_{u \text{ ср}} / (U_{1k} \bar{z}_{cp})] - 2 \Delta (C_{1u} U_1) / (U_{1k} \bar{z}_{cp})$.
4. $C_{ai}^2 = C_{ai-1}^2 + \Delta C_a^2$.
5. $C_{ai} = \sqrt{C_{ai}^2}$.
6. $C_{a \text{ ср}} = (C_{ai-1} + C_{ai}) / 2$.
7. $C_{cp} = \sqrt{C_{a \text{ ср}}^2 + C_{u \text{ ср}}^2}$.
8. $\lambda_c = C_{cp} / a_{кр \text{ ср}}$.
9. $q(\lambda_c) = \lambda_c (1,2 - 0,2 \lambda_c^2)^{2,5}$.
10. $\Delta \bar{z}^2 = \Delta J_{np} \cdot C_{cp} / (C_{a \text{ ср}} \cdot q(\lambda_c))$.
11. $\bar{z}_i^2 = \bar{z}_{i-1}^2 + \Delta \bar{z}^2$.
12. $\bar{z}_i = \sqrt{\bar{z}_i^2}$.

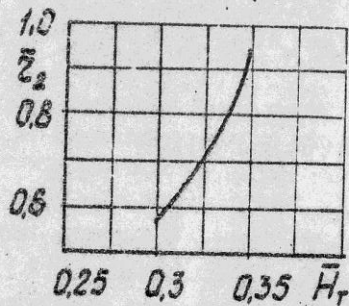


Рис. 6. Изменение теоретического напора по высоте лопатки

Характер изменения энергообмена по высоте лопатки изображен на рис. 6.

5.6. Определение параметров на расчетных радиусах на входе и выходе из рабочего колеса

Общие расчетные соотношения:

1. $U_i = U_{1k} \bar{z}_i$.
2. $C_i = \sqrt{C_{ai}^2 + C_{ui}^2}$.

3. $a_{кpi} = 18,3 \sqrt{T_i^*}$.
4. $\lambda_{ci} = C_i / a_{кpi}$.
5. $W_i = \sqrt{C_{ai}^2 + (U_i - C_{ui})^2}$.
6. $T_{wi}^* = T_i^* + (W_i^2 - C_i^2) / (2C_p)$.
7. $\lambda_{wi} = W_i / (18,3 \sqrt{T_{wi}^*})$.
8. $T_i = T_i^* (1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_i^2)$.
9. $P_i = P_i^* (T_i / T_i^*)^{\frac{k}{k-1}}$.
10. $\rho_i = P_i / (RT_i)$.
11. $\alpha_i = \arccos(C_{ui} / C_i)$.
12. $\beta_i = \arccos((U_i - C_{ui}) / W_i)$.

6. РАСЧЕТ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ НА ЭВМ

6.1. СТРУКТУРА ПРОГРАММЫ

Программа газодинамического расчета ССЗ составлена на языке ФОРТРАН-IV [5].

Применение ЭВМ позволяет существенно снизить трудоемкость и повысить точность расчета. Данный метод предполагает двойной итерационный процесс при определении параметров за рабочим колесом. В результате внутреннего цикла итерирования получаем параметры на границах элементарных струек тока при выбранном значении осевой скорости на периферии. Во внешнем цикле итерирования значение осевой скорости на периферии для обеспечения заданного диаметра втулки на выходе из рабочего колеса.

В программе предусмотрена возможность нескольких вариантов ввода исходных данных для расчета.

Структурная схема программы показана на рис. 7.

Непосредственно после ввода исходных данных печатаются заглавие и затем исходные данные в порядке ввода.

В блоке преобразования исходных данных на основе формул (1.12), (1.13), (2.18), (2.19) получаем стандартный набор параметров U_{1k} , H_{zk} , $H_{z \text{ вт}}$ для дальнейших расчетов.

Выводятся на печать осредненные параметры по каждому контуру. При их расчете используются формулы (1.7), (1.8), (2.18).

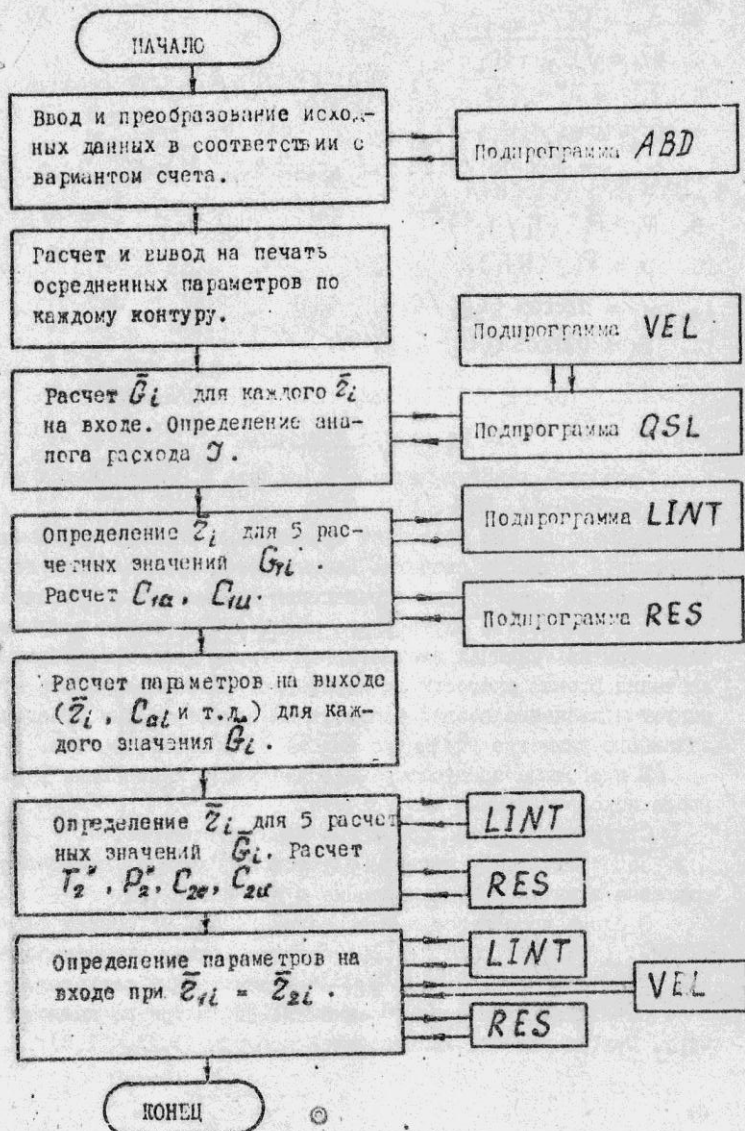


Рис. 7. Структурная схема программы расчета СРС 01

В цикле определяются пять расчетных радиусов: $\bar{G} = 1 + m, 1 + m/2, 1, 1/2, 0$. Подпрограмма RES осуществляет вывод на печать газодинамических параметров и их расчет на каждом из пяти радиусов. При $m = 0$ проточная часть разбивается на четыре равнорасходные струйки, т.е. $\bar{G} = 1, 3/4, 1/2, 1/4, 0$.

Условная плотность тока J вычисляется по формуле (2.1).

Расчет параметров торможения на выходе из рабочего колеса для $2I$ струйки тока ведется по формулам (1.4), (1.5), (2.18), (2.19).

Расчет радиусов и осевых скоростей для $2I$ струйки тока реализуется последовательно, начиная с периферийного радиуса: выбирается значение C_{2ak} , принимается $\bar{z}_i = \bar{z}_k$.

Во внутреннем итерационном цикле в соответствии с алгоритмом разд. 5.4 вычисляются и уточняются значения C_{ai} и \bar{z}_i . Процесс повторяется для всех струек тока. Если $\bar{z}_{2i} \neq \bar{z}_{6i}$, уточняется значение C_{2ak} и выполняется очередное приближение во внешнем итерационном цикле. В цикле рассчитываются параметры торможения для пяти расчетных струек тока в соответствии с принятыми значениями \bar{G} , используются формулы (1.4), (1.5), (2.18), (2.19). Путем интерполирования параболami [4] данных, полученных при $N = 2I$, определяются значения \bar{z}_i и C_{ai} при принятых пяти значениях \bar{G} .

Подпрограмма ABD служит для определения коэффициентов закрутки в соответствии с п.5 подразд. 3.2.

Подпрограмма VEL определяет значения скоростей C_{1u} и C_{1a} (см. (3.1), (3.7)).

Подпрограмма QSR служит для вычисления значений подинтегральной функции в уравнении расхода (2.1). Интегрирование расхода реализуется по формуле Симпсона.

Подпрограмма LINT используется при определении путем интерполирования (параболами) значений \bar{z}_i и C_{ai} для пяти расчетных значений \bar{G}_i .

Подпрограмма RES вычисляет и выводит на печать газодинамические параметры на каждом из пяти радиусов. Алгоритм расчета параметров в подпрограмме RES соответствует общим расчетным соотношениям в разд. 5.5.

6.2. Инструкция по использованию программы

В программе использован бесформатный ввод данных по объявлению **NAMelist** с именем **BBOD**. Все данные объединены в один массив:

а) $D(16)/\pi_{II}^*$, \bar{H}_{zk} , $\bar{H}_{z\delta T}$, η_{CT}^* , σ_{HA} , \bar{D}_2 , \bar{d}_1 , \bar{d}_2 ,
 m , C_{10} , T_1^* , P_1^* , A , B , D , K_H /.

Размерные величины C_{10} [м/с], T_1^* К, P_1^* [Па].

Возможные варианты исходных данных:

б) $D(16)/C_{10}$, \bar{H}_{zk} , ... /,

в) $D(16)/\pi_{II}^*$, C_{10} , ... /.

Программа газодинамического СЭС ОК каталогизирована, т.е. записана на магнитном диске внешней памяти ЭВМ под именем **BBZS**. Для обращения к данной программе используется следующий набор служебных перфокарт:

```
//... JOB ...
// EXEC FORTGLG,
// REGION GO=60K,
// TIME GO=5, DPRTY GO=4
// LKED PRIVLIB DD DSN='PUB.LOAD', DISP=SHR
// LKED SYSIN DD *
// INCLUDE SYSLIB (BBZS)
// GO SYSIN DD *
Перфокарты исходных данных
//
```

Примечания. 1. Содержание первой служебной перфокарты определяется в ВЦ (вычислительном центре).

2. Служебные перфокарты и перфокарты исходных данных набираются с первой позиции.

Пример записи исходных данных (см. разд. 3.2) для их набора на перфокарты имеет следующий вид:

```
& BBOD D=1.75, .32, .29, .85, .97, .96, .5, .66,
1, .228, .100000, 0, 1.02, .93, 1.
```

Схема печати

1. Заглавие "Газодинамический расчет СЭС".
2. Исходные данные (печатаются в порядке ввода).
3. Средние параметры по внутреннему ("I") и наружно-

му ("2") контурам ступени:

P_{I1} , P_{I2} - степени повышения полного давления;

H_{Z1} , H_{Z2} (или H_{T1} , H_{T2}) - затраченные напоры;

T_{01} , T_{02} - полные температуры на выходе из ступени;

P_{01} , P_{02} - полные давления на выходе из ступени.

4. Вывод газодинамических параметров для каждого радиуса занимает две строки.

Схема печати:

N	U	CU	CA	T0	T	P0	P
ROTH	RO	C	W	LC	LW	AL	BE

Соответствующие обозначения в тексте:

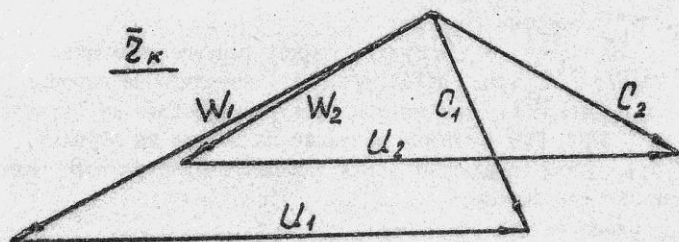
$N^{\#}$	U	Cu	Ca	T^*	T	P^*	P
\bar{z}	ρ	C	W	$\lambda(C)$	$\lambda(W)$	α	β

Здесь $\#$ принимает значения $1I...15$, $2I...25$ (первая цифра обозначает номер сечения перед или за рабочим колесом, вторая - номер струйки тока, считая от z_k); $\bar{z} = z/z_{1k}$; ρ - плотность. Строки с номерами $8I...85$ определяют параметры перед рабочим колесом на радиусах, соответствующих \bar{z}_{2i} . Эти параметры используются при профилировании лопаток рабочего колеса.

6.3. Оформление отчета при расчете СЭС на ЭВМ

1. Обоснование применения СЭС (см. Введение).
2. Выбор исходных данных для расчета ступени (разд. 5.2). Данные должны быть согласованы с параметрами, принятыми в тепловом расчете.
3. Обоснования принятого варианта определения закрутки на входе в рабочее колесо, уровня энергообмена в ступени, относительного диаметра втулки на выходе из рабочего колеса.
4. Обоснование изменения энергообмена по высоте лопатки.
5. Расчет общих параметров ступени (см. разд. 5.3, пп. I-II) выполняется на микрокалькуляторе. Эти параметры могут быть использованы при увязке турбокомпрессора, расчете оставшейся части компрессора (до завершения расчетов на ЭВМ).
6. Распечатка результатов расчета на ЭВМ.
7. Планы скоростей (рис. 8).
8. Выводы по результатам расчета.

$J_{cm} = 1468$ $\bar{d}_1 = 0.4$ $A = 0$
 $U_2 = 410 \text{ м/с}$ $\bar{d}_2 = 0.59$ $B = 0$
 $H_z = 0.23$ $m = 0$ $D = 0$
 $\eta_{CT} = 0.868$ $C_a = 210 \text{ м/с}$ $K_H = 0.988$
 $\sigma_{HA} = 0.93$ $T_1^* = 288.15$
 $\bar{D}_2 = 1.0$ $P_1^* = 98280 \text{ Па}$



$$K_v = 4 \frac{M}{c \cdot mm}$$

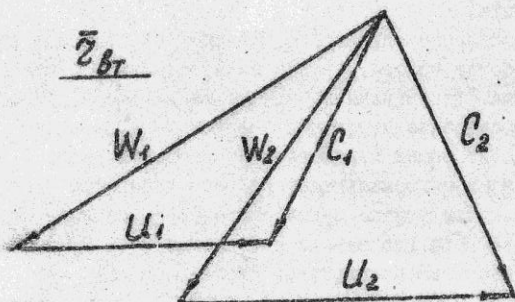
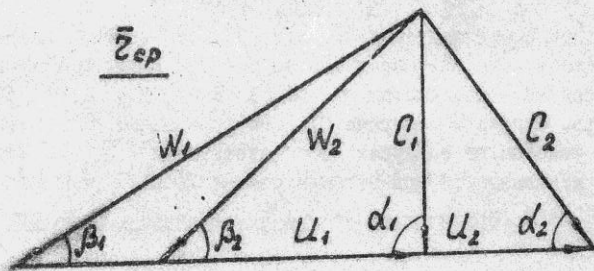


Рис. 8. Планы скоростей сверхзвуковой ступени осевого компрессора

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. - 610 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1. М.: Машиностроение, 1977. - 312 с.
3. Степанов Ю.В. Выбор параметров и расчет сверхзвуковой ступени осевого компрессора: Учеб. пособие. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1971. - III с.
4. Мышкис А.Д. Лекции по высшей математике. - М.: Наука, 1967. - 640 с.
5. Инженерные расчеты на ЭЕМ: Справочное пособие/Под ред. В.А. Троицкого. - Л.: Машиностроение, 1979. - 288 с.

Оглавление

Принятые обозначения	3
Введение	5
1. ИЗМЕНЕНИЕ ЭНЕРГООБМЕНА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ФУНКЦИИ ТОКА	6
1.1. Определение U_k и значений ΔH_z и H_z	7
1.2. Расчетная форма уравнения радиального равновесия	9
2. РАСЧЕТНЫЕ ГАЗОТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ	10
3. ЗАКРУТКА ПОТОКА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО	13
3.1. Обобщенный закон крутки	13
3.2. Закрутка на входе в сверхзвуковую ступень	14
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЭНЕРГООБМЕНА В СВЕРХЗВУКОВЫХ СТУПЕНЯХ	15
4.1. Построение расчетной модели течения	15
4.2. Расчет значения H_{jk}	17
4.3. Варианты исходных данных при расчете сверхзвуковой ступени	18
5. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	18
5.1. Выбор параметров	19
5.2. Исходные данные для расчета ступени	19
5.3. Расчет общих параметров ступени	20
5.4. Приближенное определение параметров на выходе из рабочего колеса	21
5.5. Расчет осевых скоростей и радиусов на выходе из рабочего колеса	23
5.6. Определение параметров на расчетных радиусах на выходе и входе из рабочего колеса	24
6. РАСЧЕТ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ НА ЭВМ	25
6.1. Структура программы	25
6.2. Инструкция по использованию программы	28
6.3. Оформление отчета при расчете сверхзвуковой ступени на ЭВМ	29
Список использованной литературы	31

Анатолий Никитич Аниютин

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЭВМ

Редактор К. С. Кожевникова

Св. план, 1988, разд. 21, поз. 6

Подписано в печать 02.03.88. БЦ 18523

Формат 60 × 84 1/16. Бум. офс. № 2. Офс. печ.

Усл. печ. л. 1,8. Уч.-изд. л. 1,4. Т. 250 экз. Заказ 90.

Цена 14 к.

Харьковский авиационный институт
310191, Харьков-191, ул. Чкалова, 17
Ротап rint типографии ХАИ
310191, Харьков-191, ул. Чкалова, 17
