

## Оптимизация числа, распределения работ по ступеням и густот решеток профилей при проектировании компрессора

*Рассматривается метод выбора оптимального числа и распределения работ по ступеням компрессора (исходя из обеспечения одинакового коэффициента восстановления в ступенях и лопаточных венцах). Предложен метод выбора густот решеток профилей. Подтверждена эффективность метода на примере выбора оптимального числа (трех) ступеней и распределения работ в компрессоре низкого давления с заданными степенью повышения давления и окружной скоростью.*

**И.А. КРИВОШЕЕВ,**  
д-р техн. наук,  
**К.Е. РОЖКОВ,**  
канд. техн. наук,  
**Н.Б. СИМОНОВ**  
(УГАТУ, Уфа)  
krivosh77@mail.ru

**Газотурбинный двигатель, компрессор, ступени, степень повышения давления, коэффициент полезного действия, запас газодинамической устойчивости, коэффициент восстановления полного давления, энтропия, изобара, диаграмма Смита**

В настоящее время на раннем этапе проектирования компрессоров производится выбор числа ступеней  $z$ , распределение удельной работы (теоретической  $H_t$  или затраченной  $H_z$ ) между ними и густот решеток профилей  $b/t$  РК (рабочих колес) и НА (направляющих аппаратов) с использованием рекомендаций [1–8]. На этом этапе ограничениями являются заданные значения степени повышения полного давления  $\pi_k^*$  и запаса газодинамической устойчивости  $\Delta K_y$ . В качестве максимизируемой функции цели используется значение кпд компрессора  $\eta_k^*$ . При этом значения удельной теоретической  $H_t$  или затраченной работы  $H_z = L_k$  определяются по выражению

$$L_k = H_z = \frac{\frac{k}{k-1} RT_b^* \left( \pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_k^*}.$$

Затраченная работа выражается через средний коэффициент затраченного напора  $\bar{H}_{cp}$  и среднюю (по ступеням) окружную скорость  $u_{kcp} = (u_{k1} + u_{kz})/2$  на периферии компрессора. При форме проточной части  $D_k \neq \text{const}$ :  $L_k = \bar{H}_{cp} u_{kcp}^2 z$ . При этом число ступеней для  $T_b^* = 288\text{K}$  определяется по выражению

$$z = \frac{k}{k-1} R \frac{288}{u_{kcp}^2 \bar{H}_{cp} \eta_k^*} \left( \pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Для оценки связи значения кпд компрессора  $\eta_k^*$  и среднего значения кпд ступеней  $\eta_{ct}^*$  используется графическая зависимость в виде  $\eta_k^* = f(\pi_k^*, \eta_{ct}^*)$  [1–3]. Однако при этом результат должен зависеть от числа ступеней  $z$ , а на указанном графике этот параметр не учитывается. При одинаковом кпд ступеней  $\eta_{ct,i}^* = \eta_0^* = \text{const}$  может быть использовано выражение  $\eta_k^* = \eta_0^* L_{ks}^* \sum_{i=1}^z H_{cts}^*$ . Однако это не обеспечивает

достижение максимального кпд компрессора, поэтому определение оптимального числа ступеней  $z$  в настоящее время производится с помощью итераций. Выбор густот решеток профилей производится по одним и тем же методикам независимо от того, являются эти ступени первыми, последними, промежуточными, высоконагруженными широкохордными.

Для уменьшения числа итераций при определении оптимального числа ступеней  $z$ , распределения работ между ними и густот решеток профилей предлагается следующий алгоритм. При заданном  $\pi_k^*$  определяется изоэнтропическая работа компрессора  $H_s = \frac{k}{k-1} RT_b^* \left( \pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$ . Предлагается в первом при-

ближении считать, что теоретическая работа в первой ступени  $H_{t\_1}$  равна изоэнтропической работе компрессора  $H_s$ , отнесенной к числу ступеней  $z$ . При этом

$$H_{t\_1} = H_s/z. \quad (1)$$

Далее предлагается определять окружную скорость  $u_{cp\_i}$  в «эффективном» (среднемассовом) сечении каждой  $i$ -й ступени, в том числе для первой ступени определяется окружная скорость  $u_{cp\_1}$  и коэффициент напора  $\bar{H}_{t\_1}$  и расхода  $\bar{c}_{a\_1}$ . Для определенного диапазона изменения параметра  $\bar{c}_a$  (в средних сечениях ступеней) строится график поправочного коэффициента  $\bar{\eta}(\bar{c}_a)$  для кпд ступеней, изначально определяемых по диаграмме Смита [9]. Сравнение значений кпд ступеней, указанных в диаграмме Смита с фактическими значениями кпд известных компрессоров, показывает, что для первых ступеней поправочный коэффициент составляет  $\bar{\eta}(\bar{c}_a) \approx 0,97 \div 0,98$ , а для последних ступеней  $\bar{\eta}(\bar{c}_a) \approx 0,97 \div 0,96$ . При этом следует использовать одновременно несколько диаграмм Смита: для первой и последней ступеней диаграммы, построенные для ступеней со степенью реактивности  $\rho > 0,5$ , а для промежуточных ступеней – диаграммы для ступеней с  $\rho \approx 0,5$ .

С учетом этого по выбранным значениям  $\bar{H}_{t\_1}$  и  $\bar{c}_{a\_1}$  по соответствующей диаграмме Смита определяется значение кпд первой ступени  $\eta_{ct\_1}^*$ , и затем оно корректируется по зависимости  $\eta_{ct\_1}^* = \eta_{ct\_1d}^* \bar{\eta}(\bar{c}_{1\_a})$ . Далее определяется значение коэффициента восстановления полного давления  $\sigma_{ct\_1}$  в первой ступени:

$$\sigma_{ct\_1} = \left[ 1 - \left( 1 - \eta_{ct\_1}^* \right) / \left( c_p T_1^* / H_{t\_1} + 1 \right) \right]^{k/(k-1)}. \quad (2)$$

Авторами показано [9], что оптимальное распределение теоретической работы  $H_{t\_i}$  по ступеням обеспечивается при условии одинакового значения коэффициента восстановления полного давления в ступенях  $\sigma_{ct\_i} = \text{const} = \sigma_{ct\_1}$ . С учетом этого в первом приближении определяется коэффициент восстановления полного давления для компрессора:

$$\sigma_k \approx (\sigma_{ct\_1})^z. \quad (3)$$

Предложено кпд компрессора определять по следующей зависимости:

$$\eta_k^* = 1 / \left[ \left( 1 / \sigma_k^{z^{k-1}/k} \right) \left( c_p T_1^* / H_{sk} + 1 \right) - c_p T_1^* / H_{sk} \right]. \quad (4)$$

Это позволяет уже на раннем этапе по диаграмме Смита [10] в первом приближении определить значение  $\sigma_{ct\_1}$  для разных  $z$  и выбрать такое значение  $z$ , при котором  $\sigma_k$  и кпд компрессора  $\eta_k^*$  максимальны. Такое значение числа ступеней можно считать оптимальным  $z_{opt}$ . Для проверки полученного результата определяется теоретическая работа компрессора в первом приближении:

$$H_{tk} \approx H_{sk} / \eta_k^* = c_p T_1^* \left[ \left( \pi_k^* / \sigma_k \right)^{k-1/k} - 1 \right].$$

Далее определяется приращение энтропии в компрессоре  $\Delta s_k = -R \ln \sigma_k$ . Как указано [9], оптимальным числом ступеней  $z_{opt}$  является такое, при котором кпд компрессора  $\eta_k^*$  (и  $\sigma_k$ ) максимальен, а  $\Delta s_k$  минимально.

На рис. 1 показано распределение точек для выбранного числа ступеней в координатах  $T-s$ . При таком расчете значение  $H_{tk}$  и рабочая точка для последней ступени в координатах  $T-s$  может оказаться выше или ниже изначально заданной изобары  $P_k^* = P_1^* \pi_k^*$  (см. рис. 1). В координатах  $T-s$  этой изобаре со-

отвечает выражение  $T_k^* = T_{k_1}^* e^{\Delta s_k / c_p} = T_{k_1}^* \left( \sigma^{\frac{k-1}{k}} \right)$ . При этом во втором приближении из начальной точки через последнюю точку предлагается провести луч с коэффициентом наклона:

$$H_{tk}/\Delta s_k = \frac{c_p T_1^* \left[ \left( \pi_k^*/\sigma_k \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{-R \ln \sigma}. \quad (5)$$

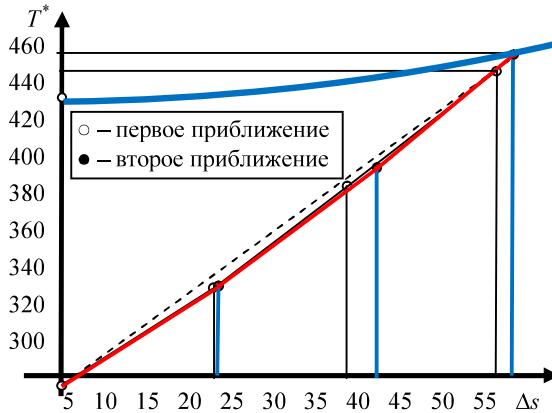


Рис. 1. Траектория рабочего процесса и рабочие точки для ступеней компрессора при выбранном числе ступеней  $z = 3$  и распределении работ

Пересечение этого луча с заданной изобарой  $P_k^*$  при этом дает точку, в которой определяется новое значение  $\Delta s_k$  для компрессора, соответственно для всех ступеней определяется новое значение  $\sigma_{ct_j} = \text{const} = \sigma_{ct_1}$ .

При этом получается уточненное распределение работ  $H_{t_i}$  по ступеням и уточненное значение кпд компрессора  $\eta_k^*$ . Для ускорения процесса определения оптимального числа ступеней  $z$  предлагается исходить из условия достижения максимума показателя  $[H_{tk}/\Delta s_k]$ .

Далее приведен пример выбора оптимального числа ступеней  $z$  для компрессора с заданным значением  $\pi_k^* = 4,135$  при окружной скорости в среднемассовом сечении на входе в РК первой ступени  $u_{cp_1} = 300$  м/с, осевой скорости на входе в РК первой ступени  $c_{a_1} = 200$  м/с. При этом  $\bar{c}_{a_1} = c_{a_1}/u_{cp_1} = 200/300 = 0,66$ ;  $H_{sk} = c_p T_1^* \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 144,7$  кДж/кг.

Для выделенного диапазона на входе и выходе из компрессора в данном примере  $\bar{c}_{a_1} \dots \bar{c}_{a_z} = 0,66 \div 0,48$  с учетом [11–14] строится поправочный график для корректировки кпд ступеней, показанных на диаграмме Смита в виде  $\bar{\eta}(\bar{c}_a)$ , так что для первой ступени  $\bar{\eta} \approx 0,97$  и для последней ступени  $\bar{\eta} \approx 0,95$ . Это позволяет учесть, что для первых и последних ступеней подбирается не оптимальный, а номинальный режим. Кроме того, в первой ступени степень реактивности  $\rho > 0,5$ , т.е. неоптимальная, к тому же кпд ступени меньше оптимального из-за веерности решеток лопаточных венцов, а на последней ступени существенно влияние радиального зазора и  $\rho > 0,5$ , поскольку за НА требуется обеспечить осевое направление потока. В итоге, как показано ранее, кпд каждой ступени определяется как  $\eta_{ct}^* = \eta_{ctd}^* \bar{\eta}$ , где  $\eta_{ctd}^*$  – значение кпд, полученное по диаграмме Смита.

Для разных значений числа ступеней  $z = 2; 3; 4; 5; 6$  определены значения коэффициента теоретического напора в первой ступени  $\bar{H}_{t_1}$  (в первом приближении), для каждого варианта по диаграмме

Смита определен кпд первой ступени  $\eta_{\text{cr}_1}^*$ . В точках, соответствующих этим числам ступеней, определены значения  $\sigma_{\text{cr}_1}$ ,  $\sigma_k = (\sigma_{\text{cr}_1})^z$  и показателя  $[H_{\text{TK}}/\Delta s_k] = H_{\text{TK}}/(-R \ln \sigma)$ . При этом

$$\eta_k^* = 1 - \left(1 - \sigma_k^{\frac{k-1}{k}}\right) \left(c_p T_1^* / H_{\text{TK}} + 1\right). \quad (6)$$

В таблице приведены результаты расчетов по выбору оптимального числа ступеней  $z$  для компрессора с  $\pi_k^* = 4,135$  при окружной скорости в среднем сечении  $u_{\text{cp},1} = 300 \text{ м/с}$ .

Параметр	Вариант компрессора				
	1	2	3	4	5
$z$	2	3	4	5	6
$H_{T,1}$ (формула (1))	72360	<b>48240</b>	36180	28944	24120
$\bar{H}_{T,1} = H_T / u_{\text{cp},1}^2$	0,804	<b>0,536</b>	0,402	0,3216	0,268
$\eta_{\text{cr},1}^*$	0,855	<b>0,875</b>	0,87	0,860	0,84
$\sigma_{\text{cr},1}$ (формула (2))	0,902	<b>0,939</b>	0,9504	0,9562	0,9576
$\sigma_k$ (формула (3))	0,8138	<b>0,828</b>	0,8159	0,7992	0,771
$H_{\text{TK}}/\Delta s_k$ (формула (5))	2893,9	<b>2978,2</b>	2973	2966,3	2957
$\eta_k^*$ (формула (6))	0,8461	<b>0,853</b>	0,84726	0,8344	0,8121
$\eta_k^*$ (формула (4))	0,846	<b>0,8573</b>	0,8476	0,8343	0,812

Как видим, значения кпд компрессора  $\eta_k^*$ , определенные по формулам (6) и (4), близки, что подтверждает их достоверность. В данном случае оптимальным является число ступеней  $z_{\text{opt}} = 3$ . При этом достигается максимальное значение кпд компрессора  $\eta_k^* = 0,8573$ . Соответствующие данные выделены в таблице полужирным шрифтом. Для уточнения во втором приближении проверяется положение точки для последней (третьей) ступени в координатах  $T-s$ : находится ли она на заданной изобаре  $P_k^* = P_1^* \pi_k^*$ . При этом для каждой  $i$ -й ступени с учетом  $\bar{c}_{a,i}$  подбираются на диаграмме Смита уточненные положения точек из условия

$$\bar{H}_{T,i} = \frac{c_p T_{1,i}^*}{u_{\text{cp},i}^2 \left[ \frac{(1 - \eta_{\text{cr},i}^*)}{1 - \sigma_{\text{cr}}^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right]}.$$

В данном случае в первом приближении на выходе из последней, третьей ступени получено положение точки с давлением  $P_3^*$  ниже заданной изобары на выходе из компрессора, где давление должно быть  $P_k^* = P_1^* \pi_k^*$ . Уточненное положение этой точки (когда давление на выходе из третьей ступени равно заданному, т.е.  $P_3^* = P_k^*$ ) предлагается находить на пересечении луча, проведенного из точки входа в компрессор (начала процесса), через точку выхода из третьей ступени в первом приближении (с заданной изобарой  $P_k^* = P_1^* \pi_k^*$ ). С учетом этого определяются уточненные значения  $\Delta s_k$  и  $\sigma_k$  и определяются новые значения  $\Delta s_{\text{cr},i}$  и  $\sigma_{\text{cr},i}$  для ступеней. Можно показать протекание процесса более детально. С учетом рекомендованных (для достижения максимального кпд ступеней) значений степеней реактивности предлагается использовать упрощенное выражение  $\rho_{\text{cr},i} \approx 1 / [1 + \Delta s_{\text{HA},i} / \Delta s_{\text{PK},i}]$ . Это позволяет получить протекание процесса вдоль средней поверхности тока компрессора (рис. 2) по лопаточным венцам РК и НА.

В данном примере принято, что осевая скорость на входе во вторую ступень  $c_a = 180 \text{ м/с}$  (т.е.  $\bar{c}_{a,2} = 0,6$ ), а в третью  $c_a = 150 \text{ м/с}$  (т.е.  $\bar{c}_{a,3} = 0,5$ ). В первом приближении  $T_{1,2}^* = 336 \text{ К}$ . Здесь первый индекс обозначает вход в РК, а второй – номер ступени. Подбор на диаграмме Смита для второй ступени дает точку, где  $\bar{H}_{T,2} = 0,597$ ,  $\eta_{\text{cr},2}^* = 0,87$ . При этом  $H_{T,2} = 553,71 \text{ кДж/кг}$ . Для третьей ступени  $T_{1,3}^* = 389,4 \text{ К}$ . Подбор на диаграмме Смита для третьей ступени дает точку, где  $\bar{H}_{T,2} = 0,61$ ,  $\eta_{\text{cr},2}^* = 0,855$ .

При этом  $H_{T_3} = 57,9 \text{ кДж/кг}$ . Суммарная работа компрессора при этом  $L_k = \sum H_{Tk} = 48240 + 53710 + +57900 = 159850 \text{ Дж/кг}$ , для нее  $T_k^* = 447,1 \text{ К}$ . Для полученного в первом приближении значения  $\Delta s_k = 54,23 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ . При этом значение теоретической работы на заданной изобаре  $H_{Tk} = -169,2 \text{ кДж/кг}$ . Оно выше, чем для подобранных в первом приближении параметров трех ступеней ( $H_{Tk} = 161508 \text{ Дж/кг}$ ), когда и температура на выходе  $T_k^* = 448,7 \text{ К}$  ниже, чем на заданной изобаре (где она составляет  $T_k^* = 456,2 \text{ К}$ ). Действительно, на заданной изобаре при  $\Delta s_k = 54,23 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$  и  $\sigma_{ct\_1} = 0,939$ , т.е. при  $\sigma_k = 0,939^2 = 0,828$ , имеем  $H_{Tk} = 169,2 \text{ кДж/кг}$ . При этом  $T_k^* = 456,2 \text{ К}$ . Для того чтобы точка на выходе из третьей ступени находилась на заданной изобаре, требуется увеличение значений  $\Delta s_k$ ,  $\Delta s_{ct\_i}$  и уменьшение  $\sigma_k$  и  $\sigma_{ct\_i}$ . Такую корректировку во втором приближении предлагается производить предложенным ранее способом.

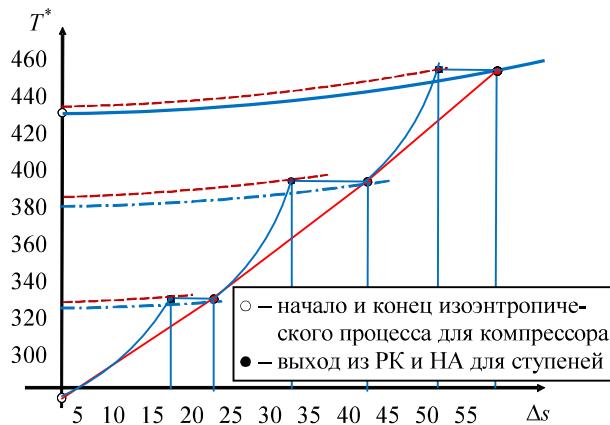


Рис. 2. Траектория рабочего процесса и рабочие точки для лопаточных венцов в ступенях компрессора при выбранном числе ступеней  $z = 3$  и распределении работ во втором приближении

Проведенный из начальной точки через определенную в первом приближении выходную точку компрессора (где  $T_k^* = 447,1 \text{ К}$  и  $\Delta s_k = 54,23 \text{ кДж/К}$ ) луч пересекает заданную изобару  $P_k^* = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$  в точке, где  $T_k^* = 457,03 \text{ К}$  и  $\Delta s_k = 56,6 \text{ кДж/К}$ . При этом учитывается, что для  $z = 3$  и оптимального распределения работ по ступеням в первом приближении  $H_{Tk}/\Delta s_k = 2978,2$  и  $(T_k^* - 288)/\Delta s_k = 2,963$ . Для заданной изобары  $T_{k3}^* = 432,2 \text{ К}$  и  $T_k^* = T_{k3}^* e^{(\Delta s_k/c_p)}$ . С учетом этого определена новая точка выхода из компрессора  $\Delta s_k = 56,6 \text{ кДж/К}$ , при этом  $T_k^* = 457,03 \text{ К}$ . Для расчетов можно также использовать выражение  $T_k^* \approx [(T_k^* - 288)/\Delta s_k] \Delta s_k + T_b^* = 2,963 \Delta s_k + 288 = 455,7 \text{ К}$ , соответственно  $H_{Tk} = 169,875 \text{ кДж/кг}$ ,  $\eta_k^* = 0,852$ . При этом для компрессора показатель  $\sigma_k = e^{-(\Delta s_k/R)} = 0,821$ .

Предложеному условию оптимального распределения работ при  $z = 3$  в этом случае соответствует условие  $\sigma_{ct} = (\sigma_k)^{1/3} = 0,9364$ . Для каждой ступени при этом  $\Delta s_{ct} \approx 18,87 \text{ кДж/К}$ . Подбор новых точек (при тех же значениях  $\bar{c}_{a\_i}$ ) на диаграмме Смита дает во втором приближении для первой, второй и третьей ступеней значения  $H_{T\_1} = 61531 \text{ Дж/кг}$ ,  $H_{T\_2} = 57083 \text{ Дж/кг}$ ,  $H_{T\_3} = 61531 \text{ Дж/кг}$  при  $T_{1\_1}^* = 288 \text{ К}$ ,  $T_{1\_2}^* = 339 \text{ К}$ ,  $T_{1\_3}^* = 400,3 \text{ К}$ . Новые точки показаны на рис. 1 закрашенными маркерами. В координатах  $T-s$  (см. рис. 1) показана траектория рабочего процесса и рабочие точки для ступеней компрессора при числе ступеней  $z = 3$  для первого и второго приближений. На рис. 2 дополнительно показано протекание рабочего процесса в лопаточных венцах – в РК и НА ступеней, приведены также изобары для выхода из РК и НА. При этом учтено, что в каждой ступени степень реактивности  $\rho \approx \Delta s_{PK}/\Delta s_{ct} \approx 1/(1 + \Delta s_{NA}/\Delta s_{PK})$ .

На следующем этапе производится выбор густот решеток профилей (вдоль среднемассовой поверхности тока, а затем и по высоте проточной части). Для этого авторами показано, что выбор густот

решеток профилей следует производить с учетом выбранных значений  $\frac{\bar{H}_{\tau_i}}{\bar{c}_{a1_i}}$  и  $\frac{\rho_{k_i}}{\bar{c}_{a1_i}}$  для ступеней в среднем сечении исходя из обеспечения в первых и последних ступенях номинального (по Хаузеллу) режима (его принято помечать маркером «\*»), а для промежуточных ступеней – исходя из обеспечения оптимального режима (обозначен индексом «opt»). Такой подход позволяет одновременно оптимизировать КПД ступеней и всего компрессора и обеспечить необходимый запас газодинамической устойчивости.

Для этого используются изолинии на главной диаграмме Хаузелла  $\frac{\bar{H}_{\tau_i}}{\bar{c}_{a1_i}} = f\left(\frac{\rho_{k_i}}{\bar{c}_{a1_i}}, b/t\right)$  [11, 12] для номинального режима, построенные из условия  $F_D^* \approx 0,45$  (для линий Хаузелла), и  $F_{D\text{opt}} \approx 0,512$  для оптимального режима. Здесь  $F_D$  – фактор диффузорности Лебляйна, в данном случае он определяется для решеток профилей РК и НА в среднем и промежуточных сечениях. С учетом этого авторами предложены способы аналитического определения густоты решеток профилей РК и НА  $b/t$  с использованием выражений для  $F_D$ , разработаны программные средства для интерполяции и аппроксимационные зависимости (регрессионные и с использованием метода греко-латинских квадратов) для диаграмм Смита и Хаузелла.

Таким образом, предложенный способ определения оптимального числа ступеней, распределения удельной работы по ним и густот решеток профилей РК и НА при проектировании компрессора позволяет решить задачу с минимальным числом итераций. Предложенное использование диаграммы Смита с подобранным (для искомого диапазона) графиком поправочного коэффициента для КПД ступеней позволяет повысить степень адекватности получаемого результата. При этом используется предложенный способ задания в первом приближении удельной работы в первой ступени, выражения для определения в первой ступени значения коэффициента восстановления полного давления и для определения в первом приближении этого показателя и КПД компрессора в целом при каждом из выбранных значений числа ступеней  $z$ .

Показано, что для достижения максимального КПД компрессора при распределении работ по ступеням следует обеспечить во всех ступенях одинаковое значение коэффициента восстановления полного давления. Это позволяет подобрать распределение точек для ступеней на диаграмме Смита с учетом предложенной коррекции значений КПД ступеней. Построение рабочей линии на  $T-s$ -диаграмме позволяет определить, находится ли итоговая точка на заданной изобаре. Если в первом приближении такое условие не вполне соблюдается, то предложено построить луч через начальную и подобранную конечную точки, определить точку его пересечения с заданной изобарой. Это позволяет определить уточненное положение точки для выхода из последней ступени, уточненное значение приращения энтропии, КПД компрессора и отдельных ступеней во втором приближении. С учетом этого уточняется подбор новых точек и распределения работ по ступеням по той же методике. Предложенное использование различных методик для выбора густот решеток профилей РК и НА для первых, последних и промежуточных ступеней позволяет оптимизировать КПД ступеней и всего компрессора и обеспечить необходимый запас газодинамической устойчивости компрессора.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Самара: Сам. Дом печати, 2003. 344 с.
2. Емин О.Н., Карасев В.Н., Ржавин Ю.А. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД. М.: МАИ, 2003. 146 с.
3. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. 610 с.
4. Бунимович А.И., Святогоров А.А. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости // Лопаточные машины и струйные аппараты: Сб. ст. М.: Машиностроение, 1967. Вып. 2. С. 5–35.
5. Комиссаров Г.А., Микирьчан В.М., Хайт М.В. Методика газодинамического расчета осевого компрессора. М.: ЦИАМ, 1961. 132 с. (Техн. отчет ЦИАМ).
6. Фершалов Ю.Я. Методика физического моделирования газодинамических процессов в проточной части турбомашин // Изв. вузов. Авиационная техника. 2012. № 4. С. 71–74.

7. Мамаев Б.И., Мурашко В.Л. Характеристики турбинной решетки с модифицированной входной частью профиля // Изв. вузов. Авиационная техника. 2011. № 4. С. 33–37.
8. Мамаев Б.И., Рябов В.К. Методика газодинамического расчета характеристики многоступенчатой охлаждаемой турбины // Изв. вузов. Авиационная техника. 2015. № 1. С. 50–55.
9. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Оптимизация числа ступеней и распределения параметров в проточной части при проектировании компрессоров и турбин газотурбинных двигателей // Изв. вузов. Авиационная техника. 2019. № 2. С. 124–132.
10. Lewis R.I. Turbomachinery Performance Analysis. Elsevier Science & Technology Books, 1996. 335 р.
11. Федоров Р.М. Характеристики осевых компрессоров: Воронеж: Научная книга, 2015. 220 с.
12. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А., Прокофьев А.Ю. Анализ эффективности элементарных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток // Компрессорная техника и пневматика. 2005. № 1. С. 13–19.
13. Комаров А.П. Исследование плоских компрессорных решеток // Лопаточные машины и струйные аппараты: Сб. ст. 1967. Вып. 2. С. 67–110.
14. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. М.: Машгиз, 1959. 678 с.

Поступила в редакцию 12.02.20

После доработки 10.04.20

Принята к публикации 10.04.20

## **Optimization of the Number, Distribution of Work by Stages, and Solidity of Profile Vane Cascades during Compressor Design**

I.A. KРИVOSHEEV, K.E. ROZHKOВ, AND N.B. SIMONOV

Ufa State Aviation Technical University, Ufa

*The method of choosing the optimal number and distribution of work by stages is considered (based on providing the same total pressure recovery coefficient in stages and blade rows). A method is proposed for choosing the solidities of the profile cascades. The method effectiveness is confirmed by an example of choosing the optimal number of stages (three) and the distribution of work in a low-pressure compressor with a given of pressure ratio and peripheral speed.*

**Gas turbine engine, compressor, stages, total pressure ratio, efficiency, margin of gas-dynamic stability, total pressure recovery coefficient, entropy, isobar, Smith diagram**