

Поддержка принятия решений на начальном этапе проектирования турбореактивного двухконтурного двигателя

И.А. КРИВОШЕЕВ,
д-р техн. наук,
К.Е. РОЖКОВ,
канд. техн. наук,
Н.Б. СИМОНОВ,
О.Н. ИВАНОВА,
канд. техн. наук
(УУНиТ, Уфа)
krivosh777@mail.ru

Рассматривается методика выбора схемы и основных параметров двигателя, числа и распределения параметров по ступеням турбокомпрессора при проектировании газотурбинного двигателя. Предложена последовательность и методика выбора и оптимизации основных параметров вентилятора, компрессоров низкого и высокого давления при проектировании газотурбинных двигателей разных типов – турбореактивного двухконтурного двигателя (с отдельными соплами, со смешением потоков и форсажной камерой), турбореактивного и турбовинтового двигателей. Проведена апробация предложенной методики на примере турбореактивного двухконтурного двигателя типа ПД-14 в составе самолета типа МС-21.

Схема двигателя, вентилятор, компрессор, частота вращения, число ступеней, кпд, степень повышения полного давления, удельная работа

В настоящее время на начальном этапе проектирования газотурбинных двигателей и турбокомпрессоров в их составе с использованием недостаточно конкретных и обоснованных рекомендаций выбираются схема двигателя и параметры цикла, частота вращения роторов, число ступеней и распределение основных параметров по ступеням [1–6]. Решение таких задач относится к структурно-параметрическому синтезу и оптимизации. В частности, при проектировании многоступенчатого компрессора функцией цели Φ обычно является максимизация кпд η_k^* , а ограничение – требуемое значение ΔK_y (запаса газодинамической устойчивости) и наружный диаметр D_k на входе в рабочее колесо первой ступени компрессора низкого давления или вентилятора. Допустимый диаметр определяется размещением двигателя в составе планера (летательного аппарата) – внутри фюзеляжа или при его подвеске в мотогондole под крылом. В настоящее время для оценки кпд многоступенчатого компрессора на начальном этапе используются обобщенные зависимости, например [6],

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*k-1} - 1}{\pi_k^{\eta_{ст}^*} - 1},$$

где π_k^* – степень повышения давления в многоступенчатом компрессоре; $\eta_{ст}^*$ – средний кпд ступеней. Зависимость кпд многоступенчатого компрессора η_k^* от степени повышения полного давления π_k^* и среднего кпд ступеней $\eta_{ст}^*$ [6] показана на рис. 1.

Однако такие зависимости не учитывают число ступеней z и среднюю степень повышения давления в ступенях $\pi_{ст}^*$ ($z = \ln \pi_k^* / \pi_{ст}^*$). Не учтена также зависимость кпд многоступенчатого компрессора от формы проточной части, приведенных относительных скоростей (в абсолютном и относительном движении) на входе в рабочие колеса ступеней. В связи с этим при проектировании турбокомпрессоров в составе газотурбинных двигателей разных типов (турбореактивного двухконтурного двигателя с отдельными соплами или со смешением, турбореактивного, турбовинтового и турбовального двигателей) после предварительного выбора основных параметров вентиляторов, компрессоров низкого и высокого давления с использованием трехмерного CAD/CAE-моделирования требуются многочисленные итерации для получения оптимального решения. На следующем этапе возникает необходимость в доводке по результатам испытаний, сопряженных с затратами времени и ресурсов. В связи с этим предлагается более эффективная методика с использованием диаграмм Смита [7, 8] для компрессоров и турбин.

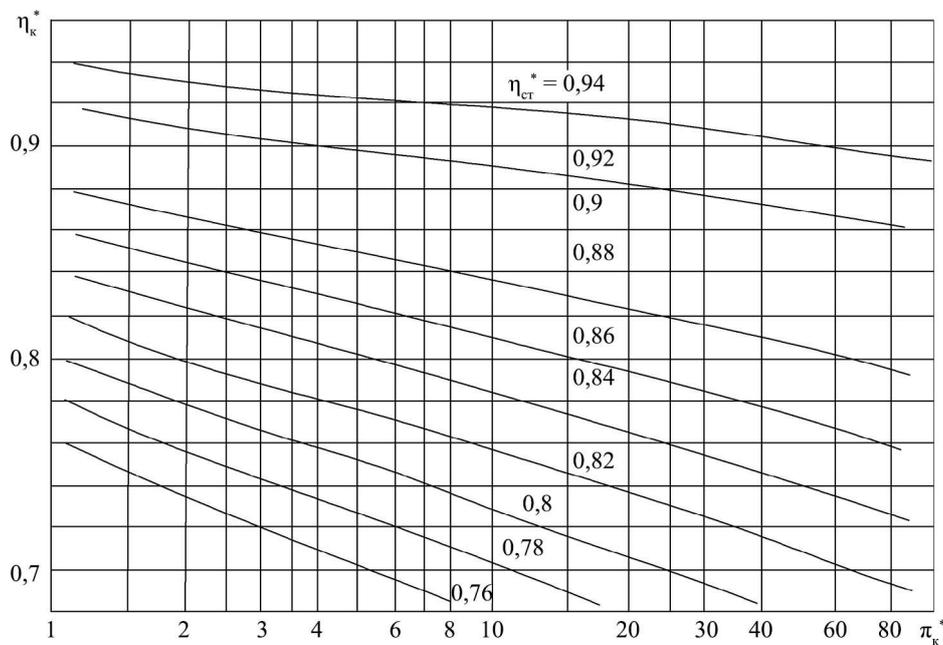


Рис. 1

Данная методика заключается в следующем.

На первом этапе с учетом предложенного упрощенного выражения [9] и с учетом взлетных летно-технических характеристик прототипа летательного аппарата определяется потребная тяга на максимальном взлетном режиме (или полном форсаже):

$$P_{0(\Phi)} \approx M_{\text{ЛА}} / (2n) \sqrt{\left[(V_{\text{взл}})^2 / (L_{\text{взл}}) + g(f_{\text{тр}} + 1/K_{\text{взл}}) \right]}.$$

Здесь: n – число двигателей; $M_{\text{ЛА}}$ – взлетная масса летательного аппарата; $V_{\text{взл}}$ – взлетная скорость летательного аппарата; $L_{\text{взл}}$ – взлетная дистанция (дистанция разбега); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения качения шасси о взлетно-посадочную полосу ($f_{\text{тр}} = 0,02 \div 0,04$ для бетонной взлетно-посадочной полосы; $f_{\text{тр}} = 0,06$ для взлета с грунта); $K_{\text{взл}}$ – коэффициент аэродинамического качества летательного аппарата во взлетной конфигурации, с выпущенными закрылками ($K_{\text{взл}} \approx 15 \div 17$). С учетом наружного (концевого) диаметра $D_{\text{кон}}$ и относительного диаметра втулки \bar{d} на входе в рабочее колесо первой ступени (вентилятора или компрессора низкого давления) определяется площадь поперечного сечения на входе в компрессор, включая втулку: $F_{\text{М}} = (\pi/4)D_{\text{кон}}^2$, м^2 . С учетом лобовой производительности ($\bar{G}_{\text{лоб}} = 170 \div 190$, $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ для турбореактивных двухконтурных двигателей с раздельными соплами, со смешением потоков и с форсажными камерами; лобовой производительности $\bar{G}_{\text{лоб}} = 140 \div 170$, $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ для турбовинтовых и турбовальных двигателей) определяется расход воздуха на максимальном взлетном режиме: $G_0 = \bar{G}_{\text{лоб}} F_{\text{М}}$, кг/с .

Оценивается удельная тяга на максимальном взлетном режиме (или полном форсаже): $P_{\text{уд}0(\Phi)} = P_{0(\Phi)} / G_0$, $\text{кН} \cdot \text{с/кг}$, для турбореактивных двухконтурных двигателей с раздельными соплами, со смешением потоков и с форсажными камерами. Для турбовинтовых или турбовальных двигателей определяется удельная мощность на максимальном взлетном режиме: $N_{\text{уд}0} = N_0 / G_0$, $\text{кВт} \cdot \text{с/кг}$. Это позволяет выбрать схему двигателя с учетом того, что для турбореактивных двухконтурных двигателей с форсажными камерами $P_{\text{уд}\Phi} = 0,96 \div 1,36$, $\text{кН} \cdot \text{с/кг}$, для турбореактивных двухконтурных двигателей со смешением потоков $P_{\text{уд}0} = 0,65 \div 0,92$, $\text{кН} \cdot \text{с/кг}$, для турбореактивных двухконтурных двигателей с раздельными соплами $P_{\text{уд}0} = 0,20 \div 0,25$, $\text{кН} \cdot \text{с/кг}$. Для турбовинтовых и турбовальных двигателей

$N_{уд0} = 260 \div 321, \text{кВт} \cdot \text{с/кг}$. В результате с учетом выбранной схемы, размерности двигателя и летно-технических характеристик прототипа летательного аппарата выбирается двигатель-прототип.

На втором этапе выбираются значения степени двухконтурности m и суммарной степени повышения полного давления $\pi_{к\Sigma}^*$ на максимальном взлетном и крейсерском режимах. При этом обычно используется функция цели $\Phi = M_{\text{топ0+дв}} \rightarrow \min$. Здесь $M_{\text{топ0+дв}}$ – сумма взлетной массы топлива и двигателей (с учетом их числа). Для упрощения учета взлетной массы топлива $M_{\text{топ0}}$ предлагается использовать функцию цели в виде $\Phi = b_{\text{топ}} \delta c_{уд0} + b_{\text{дв}} \delta M_{\text{дв}} \rightarrow \min$. Весовые коэффициенты определяются с учетом относительной массы топлива в составе летательного аппарата на взлете:

$$b_{\text{топ}} = \bar{M}_{\text{топ0}} / (\bar{M}_{\text{топ0}} + \bar{M}_{\text{дв}}); \quad b_{\text{дв}} = \bar{M}_{\text{дв}} / (\bar{M}_{\text{топ0}} + \bar{M}_{\text{дв}}),$$

так что $b_{\text{топ}} + b_{\text{дв}} = 1$.

Относительное изменение удельного расхода топлива и массы двигателя в сравнении с базовым значением (которое на первом этапе может быть определено по прототипу)

$$\delta c_{уд0} = \Delta c_{уд0} / (c_{уд0})_б; \quad \delta M_{\text{дв}} = \Delta M_{\text{дв}} / (M_{\text{дв}})_б.$$

С использованием программных комплексов ThermoGTE, DVIGw, GasTurb, ГРАД, АСТРА и т. д. для каждой комбинации $\{\pi_{к\Sigma}^*, m\}$ определяются значения $T_{г0}^*$ и $c_{уд0}$. Значения массы двигателя $M_{\text{дв}}$ определяются с использованием эмпирических выражений [10], например, для турбореактивного двухконтурного двигателя:

$$M_{\text{дв}} = 6,88 \left(\frac{G_0}{m+1} \right)^{1,14} \left[\left(\frac{T_{г0}^*}{288,15} \right) + 3,472 \pi_{к\Sigma}^{*0,133} \right] + G_0^{0,834} m^{0,223}.$$

Здесь первое слагаемое характеризует массу внутреннего контура, второе – наружного; G_0 – суммарный расход воздуха на взлете; $\pi_{к\Sigma}^*$ – суммарная степень повышения давления в первом контуре; $T_{г0}^*$ – температура газа перед турбиной.

Выбор значения степени двухконтурности m определяет схему двухконтурного двигателя: при $m > 4,5$ – схема турбореактивного двухконтурного двигателя с отдельными соплами, при $m < 4,5$ – схема турбореактивного двухконтурного двигателя со смешением потоков, при $m > 12$ – схема турбореактивного двухконтурного двигателя с редуктором.

На следующем этапе для выбранных значений $\{\pi_{к\Sigma}^*, m\}$ с использованием эмпирических выражений [11, с. 25] определяются значения $\pi_{в}^*$, $\pi_{кнд}^* = \pi_{в}^* \pi_{под}^*$, $\pi_{квд}^*$. Например, предполагается, что

$$L_{кндс} = L_{к\Sigma s} x_s / [1 + m(1 - x_s)].$$

Здесь $x_s = 0,35 \div 0,5$; $L_{кндс}$ – изоэнтروпическая работа в компрессоре низкого давления.

Работа в компрессоре (в первом контуре) $L_{к\Sigma s} = c_p T_1^* \left(\pi_{к\Sigma}^{*k} - 1 \right)$. Отсюда степень повышения давления в компрессоре низкого давления (в вентиляторе и подпорных ступенях в первом контуре) $\pi_{кнд}^* = \left[L_{кндс} / (c_p T_1^*) + 1 \right]^{1/k}$. Соответственно, степень повышения давления в компрессоре высокого давления $\pi_{квд}^* = \pi_{к\Sigma}^* / \pi_{кнд}^*$.

На третьем этапе оцениваются осевые скорости (их абсолютные и приведенные значения) на входе и выходе из узлов газотурбинного двигателя. Предлагается учитывать значения заторможенной температуры на входе и выходе из узлов. Значения температур определяются с учетом принятых (в первом при-

ближении) значений КПД узлов или с учетом изоэнтропических значений температур. С учетом площади проточной части на входе в рабочее колесо первой ступени вентилятора (компрессора низкого давления) $F_1 = F_M (1 - \bar{d}^2)$ определяется функция плотности тока на входе в рабочее колесо первой ступени вентилятора (компрессора низкого давления)

$$q(\lambda_1) = G_0 \sqrt{T_1^*} / (m \sin \alpha_1 F_1).$$

Если перед вентилятором нет входного направляющего аппарата, то $q(\lambda_1) = G_0 \sqrt{T_1^*} / (m F_1 p_1^*)$. При наличии входного направляющего аппарата на начальном этапе можно использовать приближенное выражение

$$q(\lambda_{1a}) \approx G_0 \sqrt{T_1^*} / (m F_1 p_1^*).$$

В данном случае $m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ – это коэффициент в уравнении расхода. Для воздуха $m = 0,0404$.

При этом по газодинамическим функциям [12] определяется приведенная осевая скорость на входе в рабочее колесо первой ступени вентилятора (компрессора низкого давления) λ_{1a} .

В стандартных взлетных условиях осевая скорость на входе в рабочее колесо первой ступени вентилятора (компрессора низкого давления) $c_{1a} \approx \lambda_{1a} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_1^*}$. Приведенная осевая скорость на выходе из компрессора высокого давления (на входе в камеру сгорания) $\lambda_{ак} \approx 0,21 \div 0,25$.

С учетом этого на выходе из компрессора низкого давления осевая скорость

$$c_{акНД} \approx c_{1a} - (c_{1a} - c_{ак}) (T_{кНД}^* - T_1^*) (T_k^* - T_1^*).$$

Можно также использовать и приближенное выражение

$$c_{акНД} \approx c_{1a} - (c_{1a} - c_{ак_s}) (T_{кНД_s}^* - T_1^*) (T_{к_s}^* - T_1^*).$$

При этом $T_{кНД_s}^* = T_1^* \pi_{кНД}^{\frac{k-1}{k}}$, $T_{к_s}^* = T_1^* \pi_{к\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}$.

Приближенно $c_{ак_s} \approx \lambda_{ак} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{кs}^*}$. В таком случае на раннем этапе проектирования турбокомпрессора не требуется задаваться значениями КПД узлов.

На четвертом этапе с учетом выбранной ранее осевой скорости на входе в рабочее колесо первой ступени вентилятора (компрессора низкого давления) с использованием диаграммы Смита для вентилятора (компрессора низкого давления) определяются частота вращения n_1 , значение удельной работы $H_{т1}$ и КПД первой ступени η_1^* . По предложенной методике возможно определить число ступеней z , распределение осевых скоростей и диаметральных размеров по ступеням, КПД вентилятора (компрессора низкого давления) в целом. По формуле [7] определяется средний диаметр на выходе из турбины низкого давления:

$$D_{срТНД} = D_{кон1} / \left[0,3213(m+1)^{0,776} + 0,8 \right],$$

где $D_{кон1}$ – концевой диаметр на входе в рабочее колесо первой ступени вентилятора (компрессора низкого давления). С учетом ранее определенной частоты вращения n_1 и диаметра $D_{срТНД}$ определяется окружная скорость в среднем сечении на выходе из турбины низкого давления $u_{срТНД}$. По формуле [11] определяется окружная скорость в среднем сечении на выходе из турбины высокого давления $u_{срТВД} = u_{срТНД} \left[0,533(m+1)^{0,536} + 0,6 \right]$.

Концевой диаметр на входе в компрессор высокого давления $D_{\text{кон_вхКВД}}$ определяется с учетом площади проточной части в первом контуре на выходе из вентилятора (компрессора низкого давления) и с учетом допустимой длины последней лопатки компрессора высокого давления $h_z > 0,15$ м в предположении формы проточной части компрессора высокого давления $D_{\text{кквд}} = \text{const}$. С учетом этого по формуле [10] определяется средний диаметр на выходе из турбины высокого давления $D_{\text{срТВД}} = D_{\text{кон_вхКВД}}/1,1213$. Это позволяет с учетом определенного значения $u_{\text{срТВД}}$ определить частоту вращения ротора высокого давления n_2 .

На пятом этапе производится выбор основных параметров вентилятора, компрессоров низкого и высокого давления в составе газотурбинного двигателя. Используются определенные по предложенной методике на входе в рабочее колесо первой ступени многоступенчатого компрессора значения частот вращения, удельной работы и КПД первой ступени. Предлагается использовать диаграммы Смита не для полных, а для элементарных ступеней компрессоров. В настоящее время такие диаграммы могут быть предварительно построены с использованием численного трехмерного САД/САЕ-моделирования и планирования эксперимента.

В турбореактивном двухконтурном двигателе с одноступенчатым вентилятором (рис. 2) используется выбранное ранее значение осевой скорости c_{1a} на входе в рабочее колесо вентилятора, степени повышения давления в вентиляторе (во втором контуре) $\pi_{\text{вп}}^*$.

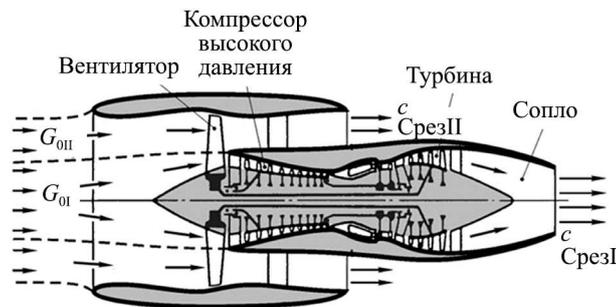


Рис. 2

Определяется изоэнтропический напор в вентиляторе (во втором контуре)

$$H_{sII} = c_p T_1^* \left(\pi_{\text{кнд}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Для вентилятора без входного направляющего аппарата осевые скорости на входе в рабочее колесо одинаковы по высоте проточной части $c_{1a}(r) = \text{const}$, где r – радиус поверхности тока по отношению к оси ротора. На диаграмме Смита [7, 8] при использовании ее для элементарных ступеней (рис. 3) изображающие точки для сечений по высоте проточной части на входе в рабочее колесо располагаются на параболе с параметром $B_{sII} = H_{sII}/c_{1aII}^2$. Дополнительно на диаграмме Смита (см. рис. 3) через точки касания парабол и изолиний $\eta_{\text{ст}}^* = \text{const}$ для элементарных ступеней строится линия 1 (для значений коэффициента теоретического напора).

С учетом значений $\eta_{\text{ст}}^*$ вдоль линии 1 ниже строится линия 2 (для значений коэффициента изоэнтропического напора). На пересечении линии 2 с параболой с параметром B_{sII} определяется положение точки «срIIс» для среднемассового сечения на входе в рабочее колесо вентилятора во втором контуре (срIIс). Для точки «срIIс» определяются значения \bar{c}_{1aII} , $\bar{H}_{sII\text{ср}}$, и над точкой «срIIс» на линии 1 определяется положение точки «срII». В точке «срII» определяются значения $\bar{H}_{\text{тлср}}$ и $\eta_{\text{тср}}^*$. При этом окружная скорость в точке «срII» (в сечении «срII» во втором контуре на входе в рабочее колесо вентилятора)

$u_{срII} = \sqrt{H_{сII} / \bar{H}_{сIIср}}$, и после определения диаметра среднемассового сечения на входе в рабочее колесо вентилятора во втором контуре $D_{срII} = D_{к} \sqrt{(1 + \bar{d}_{II}^2)} / 2$ определяется частота вращения вентилятора $n_1 = u_{срII} 60 / (\pi D_{срII})$.

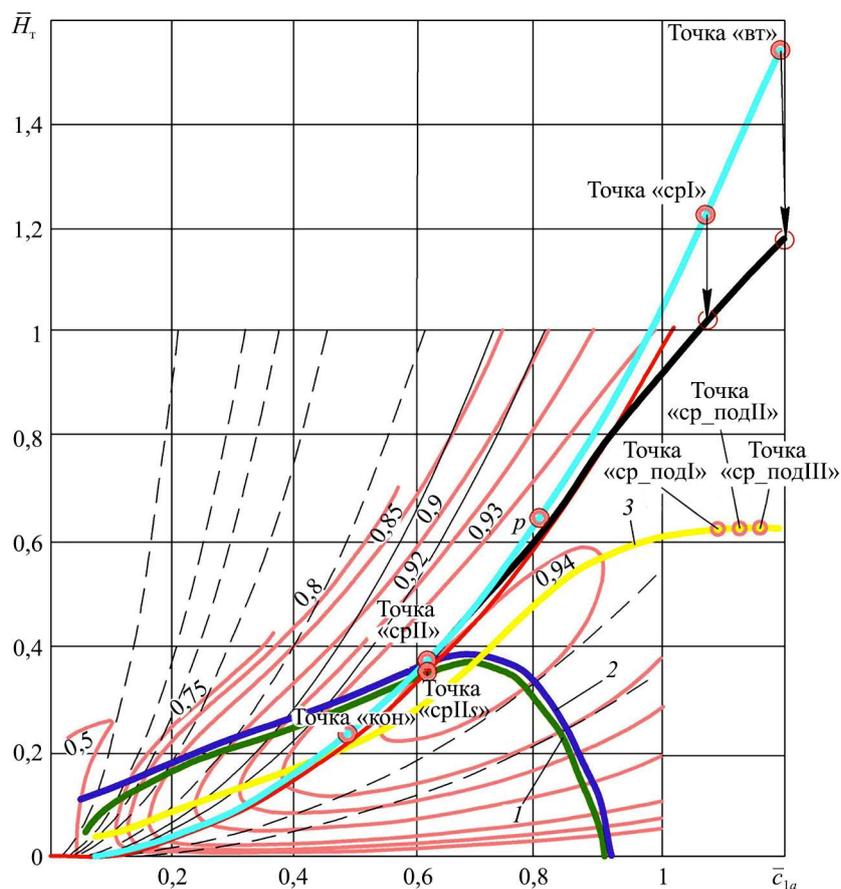


Рис. 3

Проектирование многоступенчатого вентилятора в составе турбореактивного двухконтурного двигателя со смешением потоков сложнее, чем проектирование одноступенчатого вентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя с отдельными соплами, поскольку требуется определить оптимальное число ступеней и распределение работ по ступеням вентилятора. Такая же задача возникает при проектировании подпорных ступеней в составе турбореактивного двухконтурного двигателя с отдельными соплами. Однако, как было показано, при проектировании подпорных ступеней или компрессора высокого давления в составе турбореактивного двухконтурного двигателя частота вращения n_1 и диаметральный размер на входе в первую подпорную или первую ступень компрессора высокого давления n_2 бывают уже определены.

Если же частота вращения еще не определена (как при проектировании многоступенчатого вентилятора в составе турбореактивного двухконтурного двигателя со смешением потоков), то сначала выбирается допустимое значение приведенной скорости в концевом сечении рабочего колеса вентилятора первой ступени в относительном движении $[\lambda_{в1конI}]$. С учетом наличия или отсутствия входного направляющего аппарата определяется соответствующая допустимая окружная скорость $[u_{конI}]$ в концевом сечении рабочего колеса первой ступени многоступенчатого компрессора. При выбранном среднем диаметре $D_{срI}$ и относительном диаметре втулки \bar{d} рабочего колеса первой ступени (многоступенчатого вентилятора, первой подпорной ступени или компрессора высокого давления) определяется по выбран-

ному c_{1a} ограничение $[\bar{c}_{1acp}] > (c_{1a}/[u_{кон}])\sqrt{2/(1+\bar{d}^2)}$. Во втулочном сечении при $[\rho_{вт}] > 0$ $[\bar{H}_{т_вт}] < 2$, поэтому второе ограничение $[\bar{H}_{т_ср}] < 4/(1+1/\bar{d}^2)$. На диаграмме Смита (см. рис. 3) строится линия 3 из условия касания изолиний $\eta_{ст}^* = \text{const}$ и вертикалей $\bar{c}_a = \text{const}$. С учетом указанных ограничений на линии 3 выбирается положение точки «срI» (для среднемассовой поверхности тока «срI» на входе в рабочее колесо первой ступени), и в ней определяются значения \bar{c}_{1acpI} , $\bar{H}_{т_срI}$, $\eta_{срI}^*$. По значению $u_{срI} = c_{1aI}/\bar{c}_{1acpI}$ определяется частота вращения ротора низкого давления $n_1 = 60u_{срI}/(\pi D_{срI})$. В выбранной точке «срI» (которая для сечения «срI» для первой ступени многоступенчатого вентилятора подбирается аналогично тому, как подобрана точка «ср_подI» для первой подпорной ступени (см. рис. 3)) определяется параметр $B_1 = \bar{H}_{т_срI}/\bar{c}_{1acpI}^2$. С учетом осевой скорости на входе в первую ступень c_{aI} определяется теоретический напор в первой ступени $H_{тI} = B_1 c_{aI}^2$.

Это позволяет определить число z и распределение значений осевых скоростей c_{ai} и удельной работы H_{ti} , диаметральных размеров D_i , КПД и схему проточной части многоступенчатого компрессора. Однако при этом используется построенная на диаграммах Смита (см. рис. 3) для элементарных ступеней компрессоров линия 3. В первом приближении строятся линии сжатия в многоступенчатом компрессоре на T - S - или i - s диаграммах (рис. 4, 5). По полученной на предыдущем этапе точке «срI» (в сечении «срI» рабочего колеса первой ступени многоступенчатого компрессора) и определенным по диаграмме Смита параметрам определяется коэффициент восстановления полного давления в первой ступени

$$\sigma_1 = \left[1 - \frac{1 - \langle \eta_i^* \rangle}{\frac{c_p T_1^*}{H_{тI}} + 1} \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

Приращение энтропии в первой ступени $\Delta S_1 = -R \ln \sigma_1$. Для оценки КПД многоступенчатого компрессора требуется определить приращение энтропии в нем $\Delta S = \sum \Delta S_i$; $\sigma = \prod \sigma_i$. Это зависит от числа ступеней z и распределения значений работ H_{ti} , осевых c_{ai} и окружных скоростей u_i , что зависит от выбора точек «ср_подI», «ср_подII», «ср_подIII» в средних сечениях «ср» для ступеней на диаграмме Смита (см. рис. 3) и в T - S -координатах (см. рис. 4, 5). При заданной степени повышения давления π_k^* максимальный КПД в многоступенчатом компрессоре достигается при $\Delta S \rightarrow \min$ и $\sigma \rightarrow \max$. Согласно анализу, если при определении положения точек «ср_подI», «ср_подII» и «ср_подIII» (для сечений «ср» подпорных ступеней) на линии 3 на диаграмме Смита (см. рис. 3) использовать условие $\sigma_i = \sigma_1 = \text{const}$, то получаемое распределение значений работы H_{ti} по ступеням близко к традиционному (с возрастанием значений работы по ступеням и небольшим снижением на последних ступенях). Если для первой ступени определить условный коэффициент потерь энергии $\zeta_1 = (1 - \sigma_1) / \left[\varepsilon (\lambda_{1aI}) (\lambda_{1aI})^2 k / (k + 1) \right]$ [11], то может использоваться условие одинакового значения этого показателя по ступеням $\zeta_i = \zeta_1 = \text{const}$. При этом получается используемое в настоящее время новое распределение значений работы с плавным уменьшением H_{ti} по ступеням, с увеличением показателя σ_i и уменьшением ΔS_i . Такие распределения стали применяться в компрессорах низкого давления и в компрессорах высокого давления с высоконагруженными сверхзвуковыми первыми ступенями.

Выбор одного из этих вариантов производится после построения (в первом приближении) предельной диаграммы сжатия в многоступенчатом компрессоре (для оптимального числа и распределения работ по ступеням, так, чтобы КПД многоступенчатого компрессора был максимален). Схема построения такой диаграммы сжатия в T - S - и в i - s -координатах для одно- и многоступенчатого компрессора показана на рис. 4.

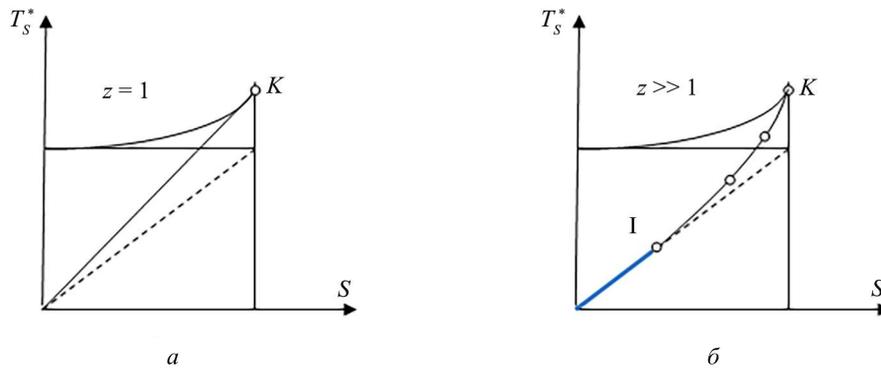


Рис. 4

Как видим (рис. 4, а), в одноступенчатом компрессоре $z = 1$, а также в двух- и трехступенчатом компрессоре приращение энтропии $\Delta S \approx H_s / (H_{s1} / \Delta S_1)$, поэтому число ступеней $z \approx \Delta S / \Delta S_1 \approx H_s / H_{s1} > H_s / H_{T1}$. В многоступенчатом компрессоре (рис. 4, б) при большом числе ступеней $z \geq 1$ приращение энтропии $\Delta S \approx H_s / (H_{T1} / \Delta S_1) = \eta_1 H_s / (H_{s1} / \Delta S_1)$, при этом число ступеней $z > \Delta S / \Delta S_1$; $z > H_s / H_{T1}$. При конечном числе ступеней

$$\Delta S \approx 0,5 \left[H_s / (H_{s1} / \Delta S_1) \right] + \eta_1 H_s / (H_{s1} / \Delta S_1) = 0,5 \Delta S_1 (H_s / H_{s1})$$

и

$$z \approx 0,5 (H_s / H_{s1}) (1 + \eta_1) = 0,5 \frac{\pi_k^{*k-1} - 1}{\pi_1^{*k-1} - 1} (1 + \eta_1).$$

Как показано на рис. 4, 5, итоговая изобара в компрессоре $T_k^* = T_s^* e^{\Delta S / c_p}$. В i - S координатах $i_k^* = i_s^* e^{\Delta S / c_p}$, кпд многоступенчатого компрессора при этом

$$\eta_k^* = (T_s^* - T_1^*) / (T_k^* - T_1^*) = (1 - T_1^* / T_s^*) / (e^{\Delta S / c_p} - T_1^* / T_s^*).$$

Для определения оптимального числа ступеней z на первом этапе определяется значение $z_m \approx H_s / H_{T1}$. Обычно это значение дробное, фактическое число ступеней z получается округлением z_m до ближайшего целого, при этом кпд компрессора η_k^* может быть определен по среднему кпд ступеней с учетом $\eta_{cp}^* = \eta_1^*$ по графику (см. рис. 1). Более точное решение получают, если принять $\Delta S \approx H_s / (H_{T1} / \Delta S_1)$. Для многоступенчатого компрессора $\Delta S \approx z_m \Delta S_1$, $\sigma = 1 / e^{\Delta S / R}$, $\sigma = \sigma_1^{z_m}$, и кпд компрессора

$$\eta_k^* = 1 / \left[\left(1 / \sigma^{k-1} \right) (c_p T_1^* / H_s + 1) - c_p T_1^* / H_s \right].$$

С учетом этого для определения z после выбора точки «срI» (в сечении «ср») для первой ступени компрессора аналогично выбору точки «ср_подI» для первой подпорной ступени на линии 3 на диаграмме Смита (см. рис. 3), определения по соответствующим точкам на параболе (для сечений «ср», «к», «вт» по высоте рабочего колеса) среднемассового значения кпд первой ступени $\langle \eta_1 \rangle \approx \bar{\eta}_f \left[0,5 \eta_{cp}^* + 0,25 (\eta_{вт}^* + \bar{\eta}_{заз} \eta_k^*) \right]$ для первой ступени определяются значения $H_{s1} = H_{T1} \langle \eta_1 \rangle$; $B_1 = \bar{H}_{T1cp} / \bar{c}_{1аср}^2$:

$$\sigma_1 = \left[1 - (1 - \langle \eta_1 \rangle) / (c_p T_1^* / H_{T1} + 1)^{k-1} \right]; \Delta S_1 = -R \ln \sigma_1.$$

В многоступенчатом компрессоре в целом $H_s = c_p T_1^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$ – изоэнтروпическая работа. Итоговая

изобара в многоступенчатом компрессоре $T_k^* = T_s^* e^{\Delta S/c_p}$, где $T_s^* = T_1^* \pi_k^{*\frac{k-1}{k}}$ – изоэнтروпическая температура за компрессором.

Рис. 5 демонстрирует использование нового метода распределения работ по ступеням многоступенчатого компрессора по условию $\zeta_i = \zeta_1 = \text{const}$, при котором значения работы H_{Ti} , ΔS_i плавно снижаются, а показатель σ_i по ступеням увеличивается. Как указано, обычно такое распределение применяют в компрессоре высокого давления, а в последнее время стали использовать и в случае компрессора низкого давления со сверхзвуковыми первыми ступенями с большой степенью повышения давления.

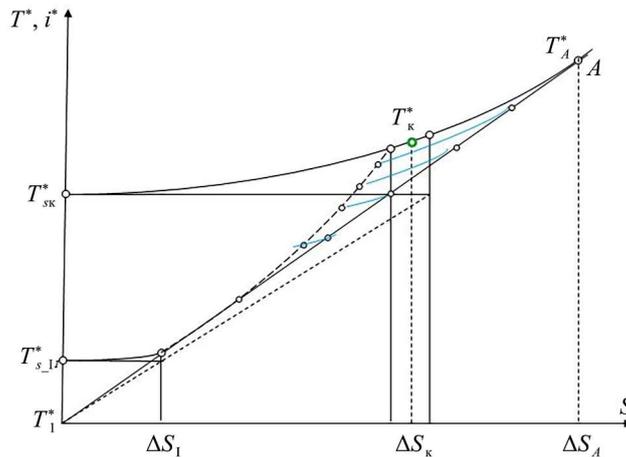


Рис. 5

Для такого распределения через точку, изображающую линию сжатия в первой ступени, требуется провести луч до пересечения в точке A с итоговой изобарой (см. рис. 5). Задача может быть решена и аналитически. Конечная изобара при заданном π_k^* имеет вид $T_k^* = T_s^* e^{\Delta S/c_p}$ или $i_k^* = i_s^* e^{\Delta S/c_p}$. Здесь $\Delta S = S_k - 0$ – приращение энтропии в компрессоре, поэтому $i_k^* - i_1^* = i_s^* e^{\Delta S/c_p} - i_1^*$. Отсюда уравнение изобары может быть представлено в координатах

$$H_T = H_s e^{\Delta S/c_p} + i_1^* (e^{\Delta S/c_p} - 1)$$

или

$$H_T = H_s e^{\Delta S/c_p} - c_p T_1^* (e^{\Delta S/c_p} - 1).$$

На рис. 5 точка A пересечения луча с коэффициентом наклона $(T_{2-1}^* - T_1^*)/\Delta S_1$ из точки T_1^* с итоговой изобарой многоступенчатого компрессора $T_k^* = T_s^* e^{\Delta S/c_p}$ определяется следующим образом:

$$T_1^* + (T_{2-1}^* - T_1^*) \Delta S_A / \Delta S_1 = T_s^* e^{\Delta S_A/c_p}.$$

Отсюда решение для точки A :

$$\left[\Delta S / e^{\Delta S/c_p} \right]_A = \left[(T_s^* - T_1^* / e^{\Delta S_A/c_p}) / (T_{2-1}^* - T_1^*) \right] \Delta S_1$$

или

$$\left[\Delta S / e^{\Delta S/c_p} \right] = \left[H_s + c_p T_1^* (1 - 1/e^{\Delta S/c_p}) \right] \text{ и } \left[\Delta S / e^{\Delta S/c_p} \right]_A = \left[H_s + c_p T_1^* (1 - 1/e^{\Delta S/c_p}) \right] H_{T1} \Delta S_1.$$

Для решения этой задачи на рис. 6 строятся универсальные кривые $\left[\Delta S / e^{\Delta S / c_p} \right]_A = f(\Delta S)_A$;
 $\left[1 - 1 / e^{\Delta S / c_p} \right]_A = f(\Delta S)_A$.

То же самое решение можно получить в координатах $H_T - \Delta S$. Точка A – это пересечение луча $H_T = H_{T1} \Delta S / \Delta S_1$ с наклоном $(H_{T1} / \Delta S_1)$ с изобарой $H_T = H_s e^{\Delta S / c_p} - c_p T_1^* (e^{\Delta S / c_p} - 1)$. При этом решение для определения координат точки A : $H_{T1} \Delta S / \Delta S_1 = H_T = H_s e^{\Delta S / c_p} - c_p T_1^* (e^{\Delta S / c_p} - 1)$. Получение решения возможно посредством итераций или с использованием универсальной зависимости $\Delta S / (e^{\Delta S / c_p}) = f(\Delta S)$, показанной на рис. 6.

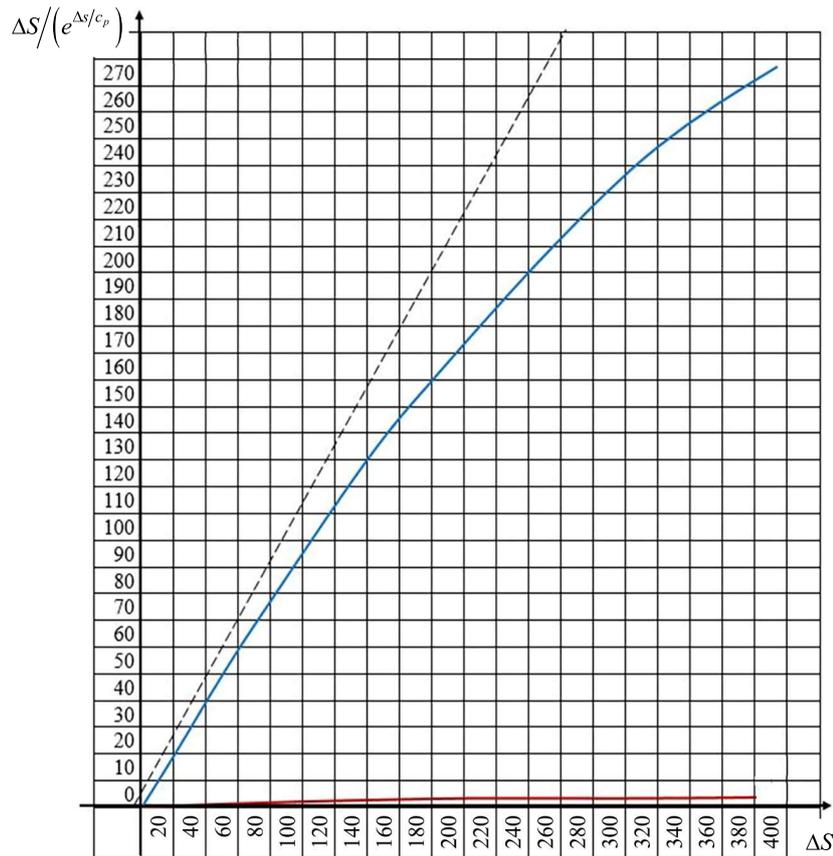


Рис. 6

Для построения этой зависимости в таблице приведены значения $\Delta S / (e^{\Delta S / c_p})$ в зависимости от ΔS , Дж/кг.

| Параметр | Значение | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------------|----------|------|----|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| $\Delta S / (e^{\Delta S / c_p})$ | 9,9 | 19,6 | 29 | 38,4 | 47,5 | 56,5 | 65,3 | 73,9 | 82,3 | 90,5 | 129,2 | 163,9 | 225,6 | 268,7 |
| ΔS , Дж/кг | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 150 | 200 | 300 | 400 |

Предложенный метод [9] апробирован на примере турбореактивного двухконтурного двигателя типа ПД-14 в составе самолета типа МС-21. С учетом взлетной массы и дистанции разбега самолета определены параметры каждого из двух турбореактивных двухконтурных двигателей на взлетном режиме $P_0 = 137340$ Н. С учетом допустимого диаметра на входе в вентилятор $D_k = 1,9$ м, относительного диаметра втулки $\bar{d} = 0,3357$ и лобовой производительности $\bar{G}_{\text{лоб}} = 178,6 \text{ кг} / (\text{с} \cdot \text{м}^2)$ получено значение

суммарного расхода воздуха на входе $G_0 = 506,5$ кг/с. Для обеспечения $M_{\text{топ0+дв}} \rightarrow \min$ подобраны значения $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 34,4066$ и $m = 8,3687$. Определен среднемассовый КПД вентилятора во втором контуре

$$\langle \eta_{\text{вII}}^* \rangle = \bar{\eta}_f \left[0,5\eta_{\text{IIcp}}^* + 0,25(\bar{\eta}_{\text{звз}}\eta_{\text{IIк}}^* + \eta_{\text{IIвт}}^*) \right] = 0,9178,$$

где $\bar{\eta}_{\text{звз}}$ – поправка на потери в радиальном зазоре (отнесенные к верхней трети течения в рабочем колесе вентилятора в концевом (периферийном) течении). С учетом этого для вентилятора во втором контуре определено

$$\sigma_{\text{вII}} = \left[\frac{1 - \langle \eta_{\text{вII}}^* \rangle}{\frac{c_p T_1^*}{H_{\text{тII}}} + 1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0,967.$$

С учетом $\pi_{\text{сII}} = 1,4746$ и коэффициента восстановления полного давления в сопле второго контура $\sigma_{\text{сII}} = 0,9914$ в целом для второго контура определено $\sigma_{\text{II}} = 0,9587$. При этом определен КПД второго контура

$$\eta_{\text{II}} = 1 / \left[\left(\sigma_{\text{II}}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(\frac{c_p T_1^*}{H_{\text{свII}}} + 1 \right) - \frac{c_p T_1^*}{H_{\text{свII}}} \right] = 0,8964.$$

Оптимальное распределение свободной энергии между контурами в турбореактивном двухконтурном двигателе обеспечивается при $c_{\text{II}}/c_1 = \eta_{\text{II}}$. Здесь c_1, c_{II} – скорости истечения из сопел первого и второго контуров. Скорость истечения из сопла второго контура, м/с, должна составлять

$$c_{\text{II}} = [P_0(m+1)/G_0] / [m + (1 + q_{\text{топ}})/\eta_{\text{II}}] = 267,2 \text{ м/с}.$$

Здесь принято, что относительная добавка топлива в первом контуре $q_{\text{топ}} \approx 0,02$. При этом скорость истечения из сопла первого контура должна составлять $c_1 = 298,1$ м/с. С учетом этого подобрана степень повышения давления в вентиляторе во втором контуре $\pi_{\text{вII}}^* = 1,4877$ и потребная температура в камере сгорания $T_r^* = 1753,6$ К. По значениям $q(\lambda_{a1}) = 0,835$, $\lambda_{a1} = 0,627$ определена осевая скорость на входе в вентилятор $c_{a1} = 194,8$ м/с. С учетом $H_{\text{сII}} = 34842$ Дж/кг в вентиляторе во втором контуре определено $B_{\text{сII}} = H_{\text{сII}}/c_{a1}^2 = 0,918$. При этом на рис. 3 подобрана точка «срIIс» (для сечения «срIIс») на линии 1 и над ней на линии 2 точка «срII» (для сечения «срII»). В этих точках «срIIс» и «срII» $\bar{H}_{\text{сIIcp}} = 0,359$; $\bar{c}_{a\text{срII}} = 0,625$; $\bar{H}_{\text{тIIcp}} = 0,382$; $\eta_{\text{вIIcp}}^* = 0,94$. Окружная скорость в среднем сечении во втором контуре на входе в рабочее колесо вентилятора $u_{\text{срII}} = c_{a1}/\bar{c}_{a\text{срII}} = 311,68$ м/с. С учетом степени двухконтурности диаметр разделения контуров на входе в рабочее колесо вентилятора $D_p = 0,8137$ м и $\bar{d}_{\text{II}} = 0,4283$. При этом $D_{\text{срII}} = 1,4615$ м, поэтому оптимальная частота вращения вентилятора $n_1 = u_{\text{срII}} 60 / (\pi D_{\text{срII}}) = 4073$ об/мин. В концевом сечении рабочего колеса вентилятора на входе $u_{\text{к}} = u_{\text{срII}} (D_{\text{кон_в}}/D_{\text{срII}}) = 405,2$ м/с, $\bar{c}_{a\text{кон}} = 0,4808$. Во втулочном сечении на входе в рабочее колесо вентилятора $\bar{c}_{1a\text{вт}} = 1,432$. В зоне разделителя $\bar{c}_{a\text{п}} = 1,123$. В первом контуре $\bar{d}_1 = 0,7842$. Средний диаметр в первом контуре на входе в рабочее колесо вентилятора $D_{\text{срI}} = 0,7312$ м, поэтому $\bar{c}_{a\text{срI}} = (D_p/D_{\text{срI}}) = 1,25$. С учетом этого на рис. 3 показаны точки для сечений «кон», «срII», «р», «срI», «вт» по высоте проточной части на входе в

рабочее колесо вентилятора. В первом контуре на входе в вентилятор по графику рис. 1.4 [12] определено $\pi_{в1}^* = \pi_{в1}^* \bar{\pi} = 1,313$. При этом в первом контуре в вентиляторе $H_{с1} = 23455,4$ Дж/кг, и точка «срI» (для сечения «срI» по высоте рабочего колеса вентилятора) находится на параболе с параметрами $B_{с1} = 0,618$ и $\bar{H}_{с_ср1} = 0,966$. При этом $\bar{H}_{т_ср1} = 1,02$. На рис. 3 показано, как точки для сечений «срI» и «вт» по высоте рабочего колеса вентилятора смещаются вниз и как искривляется изображающая линия, характеризующая кинематику потока в вентиляторе вдоль передней кромки рабочего колеса.

Определено число z и распределение параметров по подпорным ступеням вентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя типа ПД-14. В рассматриваемом примере с использованием методики [12] определена изоэнтропическая работа в компрессоре низкого давления (в вентиляторе в первом контуре и подпорных ступенях):

$$L_{кнд_s} = L_{к_{\Sigma_s}} x_s / [1 + m(1 - x_s)] = 68168 \text{ Дж/кг}$$

при $x_s = 0,35$.

При этом $\pi_{кнд}^* = 2,0941$ и $\pi_{квд}^* = \pi_{к_{\Sigma}}^* / \pi_{квд}^* = 34,41 / 2,094 = 16,43$. Отсюда степень повышения давления в подпорных ступенях $\pi_{под}^* = \pi_{кнд}^* / \pi_{в1}^* = 2,094 / 1,313 = 1,595$.

Для определения числа z и распределения параметров по подпорным ступеням на рис. 3 построена линия 3 (через точки касания вертикалей $\bar{c}_a = \text{const}$ с изолиниями кпд $\eta = \text{const}$). Показаны подобранные на линии 3 точки «ср_подI», «ср_подII» и «ср_подIII» для средних сечений «ср» трех подпорных ступеней. При их проектировании использована приведенная методика для проектирования многоступенчатых осевых компрессоров. Так как частота вращения и параметры на входе и выходе из вентилятора уже определены, то установлены осевые скорости на выходе из подпорных ступеней и компрессора высокого давления турбореактивного двухконтурного двигателя. Для этого определена температура за подпорными ступенями $T_{кнд}^* = 363$ К и температура за компрессором высокого давления $T_{кв}^* = 859,7$ К. Для $\lambda_{кв} = 0,25$ $c_{акв} = 134,1$ м/с. В итоге определена осевая скорость за подпорными ступенями

$$c_{акнд} \approx c_{1ав} - (c_{1ав} - c_{акв})(T_{кнд}^* - T_{в}^*) / (T_{кв}^* - T_{в}^*) = \\ = 194,8 - (194,8 - 134,1)(363 - 288,15) / (859,7 - 288,15) = 186,85 \text{ м/с.}$$

В первой подпорной ступени вентилятора предполагается на входе такая же осевая скорость, как на входе в рабочее колесо вентилятора – $c_{а1под} = 194,8$ м/с. Средний диаметр на входе в первую подпорную ступень $D_{ср1под} = 0,7312$ м. При этом $u_{ср1под} = \pi D_{ср1под} n_1 / 60 = \pi \cdot 0,7312 \cdot 4073 / 60 = 155,9$ м/с и $\bar{c}_{а1ср_под} = 1,25$. Для точки «ср_подI» (сечение «ср1под» в первом контуре по высоте рабочего колеса вентилятора) на линии 3 (см. рис. 3) $\eta_{1ср_под}^* = 0,93$; $\bar{H}_{т1под} = 0,56$. При этом $\bar{H}_{с1под} = 0,521$. В первой подпорной ступени $B_{1под} = 0,3584$ и $H_{т_под1} = B_{1под} c_{а1под}^2 = 13600$ Дж/кг, $H_{с1под} = 112648$ Дж/кг. С учетом температуры за вентилятором в первом контуре $T_{2в1}^* = 288,15 + 25357 / 1005 = 313,4$ К определена степень повышения полного давления в первой подпорной ступени $\pi_{1под}^* = 1,1477$. Для трех подпорных ступеней $\pi_{под}^* = \pi_{1_кнд}^* / \pi_{в1}^* = 2,094 / 1,313 = 1,595$; $H_{спод} = 44993$ Дж/кг. Отсюда $z_m = H_{спод} / H_{т1} = 44993 / 13600 = 3,308$. С учетом округления до ближайшего целого требуются три подпорные ступени $z = 3$. В первой подпорной ступени

$$\sigma_{1под} = \left[1 - (1 - \langle \eta_{1под} \rangle) / \left(c_p T_{2в1}^* / H_{т1под} + 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \approx 0,9899.$$

Здесь приближение связано с тем, что использовано значение $\eta_{1\text{пер_под}}^* = 0,93$ без осреднения по высоте проточной части в первой подпорной ступени. С учетом этого приращение энтропии в первой подпорной ступени $\Delta S_{\text{под}} = -R \ln \sigma_{\text{под}} = 22,916$ Дж/кг. Для всех трех подпорных ступеней $\sigma_{\text{под}} \approx (\sigma_{\text{под}})^{z_m} = 0,967$. Приращение энтропии в трех подпорных ступенях $\Delta S_{\text{под}} = \Delta S_{\text{под}} z_m = 9,648916$ Дж/кг. С учетом этого КПД всех трех подпорных ступеней

$$\eta_{\text{под}}^* = 1 / \left[\left(1 / \sigma_{\text{под}}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_{2\text{вл}}^* / H_{\text{спод}} + 1 \right) - c_p T_{2\text{вл}}^* / H_{\text{спод}} \right] = 0,9284.$$

Работа в подпорных ступенях $H_{\text{т_под}} = H_{\text{спод}} / \eta_{\text{под}}^* = 48465$ Дж/кг, температура за подпорными ступенями $T_{\text{под}}^* = 361,6$ К.

Аналогичным образом по предложенной методике подобраны параметры двух других подпорных ступеней, в том числе их геометрические размеры, а также построена схема проточной части подпорных ступеней.

Таким образом, предложена методика выбора схемы и основных параметров турбореактивного двухконтурного двигателя с отдельными соплами, турбовентилятора и турбокомпрессора газогенератора в его составе. Апробация приведена на примере турбовентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя типа ПД-14 в составе самолета типа МС-21. В целом все приведенные результаты хорошо согласуются с фактическими параметрами [13], полученными в результате подробного проектирования и доводки двигателя ПД-14. Предложенная методика позволяет уже на раннем этапе проектирования турбореактивного двухконтурного двигателя с достаточной точностью определить оптимальные значения основных параметров турбовентилятора и турбокомпрессора газогенератора для их последующей оптимизации с использованием трехмерного CAD/CAE-моделирования и доводки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузьмичев В.С., Трофимов А.А. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессора авиационного ГТД. Куйбышев: КуАИ, 1984. 77 с.
2. Маслов В.Г., Кузьмичев В.С., Григорьев В.А. Выбор параметров и проектный термогазодинамический расчет авиационных газотурбинных двигателей. Куйбышев: КуАИ, 1984. 176 с.
3. Ремчуков С.С. и др. Разработка перспективного малоразмерного турбовентиляторного реактивного двигателя на основе базового газогенератора // Изв. вузов. Авиационная техника. 2023. № 1. С. 75–81.
4. Сыченков В.А. и др. Малоразмерный газотурбинный двигатель для беспилотного летательного аппарата // Изв. вузов. Авиационная техника. 2019. № 4. С. 115–123.
5. Вятков В.В. и др. К вопросу выбора методики моделирования рабочего процесса малоразмерного газотурбинного двигателя // Изв. вузов. Авиационная техника. 2023. № 4. С. 112–118.
6. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. 610 с.
7. Lewis R.I. Turbomachinery Performance Analysis. Elsevier, 1996. 329 p.
8. Dixon S.L., Hall C.A. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Elsevier, 2014. 537 p.
9. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Развитие методов проектирования турбин и компрессоров в составе газотурбинных двигателей // Изв. вузов. Авиационная техника. 2022. № 2. С. 111–125.
10. Григорьев В.А. и др. Выбор параметров и термогазодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей. Самара: СГАУ, 2009. 202 с.
11. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. Ч. 1. 888 с.
12. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: в 5 т. М.: Директ-Медиа, 2022. Т. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства. 368 с.

Поступила в редакцию 7.05.25

После доработки 10.05.25

Принята к публикации 10.05.25

Decision Support at the Initial Stage of Turbofan Engine Design

I.A. KRIVOSHEEV, K.E. ROZHKOV, N.B. SIMONOV, AND O.N. IVANOVA

UUST, Ufa

The paper considers the method of selecting the scheme and main parameters of the engine, the number and distribution of parameters by turbocharger stages when designing a gas turbine engine. The paper proposes a sequence and method of selecting and optimizing the main parameters of the fan, low-pressure and high-pressure compressors when designing gas turbine engines of different types, namely, a bypass turbojet engine (with separate nozzles, with flow mixing and an afterburner), a turbojet and a turboprop engine. The proposed method was tested using the example of a bypass turbojet engine of the PD-14 type as a part of the MS-21 aircraft.

Engine scheme, fan, compressor, rotational speed, number of stages, efficiency, total pressure ratio, specific work