УДК 621.438 DOI 10.18698/0536-1044-2016-3-30-38

Особенности проектирования ступени силовой турбины транспортного ГТД с регулируемым сопловым аппаратом

Н.И. Троицкий, В.Д. Моляков, М.В. Асейкина

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Design Features of the Power Turbine Stage of the Transport Gas Turbine Engine with Variable-Area Nozzles

N.I. Troitskiy, V.D. Molyakov, M.V. Aseikina

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: niktro17@rambler.ru, moljkov@bmstu.ru

Рассмотрено влияние закона профилирования на параметры потока в корневых и периферийных сечениях решетки лопаток регулируемого соплового аппарата турбины транспортного газотурбинного двигателя. Расчет параметров потока выполнен по методике, учитывающей наклон и изгиб меридиональных линий тока и потери при течении в ступени. Показано, что в ступенях, спрофилированных по закону $R^z \mathrm{tg}\,\alpha_1 = \mathrm{const}$, при неизменной степени реактивности на среднем диаметре с увеличением степени z повышается степень реактивности в корневых сечениях лопаток, что приводит к повышению КПД турбины на режимах частичной мощности. Рассмотрены требования к параметрам решеток РСА с учетом тормозных режимов турбины.

Ключевые слова: турбина, регулируемый сопловой аппарат, профилирование, параметры по высоте ступени, степень реактивности, потери.

In this article the authors study the influence of the profiling law on the flow parameters in root and peripheral cross sections of blade rows with variable-area nozzles in a transport gas turbine engine. The calculations of the flow parameters are performed following a procedure that takes into account the curvature of the flow meridional lines and the losses in the turbine stage. It is shown that in the stages designed with the application of the $R^z \mathrm{tg}\,\alpha_1 = \mathrm{const}$ law, when the reaction degree in mid-diameter is constant, the reaction degree in root cross sections increases with the increase of the exponent z. It leads to higher efficiency of the turbine when it is operated in part-load modes. The requirements to parameters of the variable-area nozzle airfoil cascade with regard to the turbine braking modes are considered.

Keywords: design law, gas turbine, turbine stage, variable nozzle assembly, profiling law, reaction degree, losses.

Эксплуатационные режимы силовой турбины транспортного газотурбинного двигателя (ГТД) характеризуются широким диапазоном изменения перепада давлений и частот вращения. Кроме того, необходимо сохранить высокий КПД этой турбины при уменьшении угла установки лопаток регулируемого соплового аппарата (РСА) на частичных режимах до 3...5°, которое проводится для повышения топливной экономичности ГТД на этих режимах [1].

Цель работы — исследование возможности повышения топливной экономичности двигателя на режимах частичной мощности за счет усовершенствования метода профилирования лопаток в корневых и периферийных сечениях проточной части силовой турбины с РСА.

В связи с этим необходимо изучить эффективность работы силовой турбины при различных законах профилирования лопаток по высоте ступени на различных режимах, характерных для эксплуатации транспортных ГТД [2–12].

В наиболее тяжелых условиях работы находятся корневые сечения ступени. При часто используемом законе профилирования по высоте ступени α_1 = const имеет место значительное снижение степени реактивности ступени ρ к корневым сечениям. Обычно принято, что на расчетном режиме степень реактивности $\rho_{корн}$ = = 0,05…0,10, а на среднем диаметре $D_{ср}$ при отношении длины лопатки l к среднему диаметру турбины $l/D_{ср}$ = 1/3,5…1/4 – $\rho_{ср}$ = 0,34…0,40. На частичных режимах работы ГТД при уменьшении степени понижения давления в турбине $\pi_т$ и частоты вращения $n_т$ происходит снижение степени реактивности в корневых сечениях до отрицательных значений. Это вызывает ухудшение работы корневых сечений и падение КПД ступени. Кроме того, прикрытие лопаток РСА приводит к снижению степени реактивности по всей высоте ступени. По данным испытаний турбин с РСА, уменьшение относительной площади на выходе из РСА на 5 % приводит к уменьшению степени реактивности на среднем диаметре на 7…8 % и соответствующему снижению степени реактивности у корня.

Избежать отрицательной степени реактивности в корневых сечениях с учетом влияния указанных факторов можно путем увеличения расчетной величины степени реактивности на среднем диаметре, однако это приводит к повышению утечек через радиальный зазор над рабочими лопатками.

Для повышения $\rho_{корн}$ при $\rho_{ср}$= const применяют стреловидные лопатки РСА, наклон периферийной части которых по потоку приводит к росту реактивности у корня. Однако такой способ не находит применения в случае регулирования сопловых лопаток [7].

Для определения градиента изменения степени реактивности ρ по радиусу R и оценки потерь в различных сечениях по высоте ступени проведен сравнительный анализ параметров потока при различных законах профилирования ступени, подчиняющихся закону $R^z \operatorname{tg} \alpha_1$ = = const при изменении z (любое число, определяющее закон профилирования) в пределах от –0,5 до 1,5.

При профилировании ступени по высоте задается связь какого-либо параметра потока (окружной составляющей скорости, угла выхода потока из сопловых лопаток и др.), а также удельной работы от радиуса R сечения. Эти два условия позволяют найти распределение параметров потока за РСА и рабочим колесом (РК), определяемое из условия равновесия сил давления и центробежных сил инерции в осевом зазоре.

Уравнение равновесия

$$dP + dJ_{пер} + dJ_{отн} = 0 \qquad (1)$$

включает в себя:

• силы давления

$$dP = -\frac{dP}{dR} dR dF = -\frac{dP}{dR} dV;$$

• центробежные силы инерции переносного движения

$$dJ_{пер} = -\frac{c_u^2}{R} dm = -\frac{c_u^2}{R} \rho dV,$$

где c_u — окружная составляющая абсолютной скорости c;

• центробежные силы инерции в относительном движении, связанные с изгибом меридиональных линий тока (ИМЛТ) радиусом r из-за перераспределения плотности линий тока по радиусу,

$$dJ_{отн} = -\frac{c_m^2}{r} dm \cos\omega = -\frac{c_m^2}{r} \cos\omega \rho\, dV,$$

где c_m — меридиональная составляющая абсолютной скорости c; ω — угол между касательной к линии тока в осевом зазоре и осью турбины.

Схема течения газа в осевом зазоре турбины приведена на рис. 1.

Уравнение (1) преобразуем к виду

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dR} = \frac{c_u^2}{R} - \frac{c_m^2}{r} \cos\omega. \qquad (2)$$

В общем случае знак перед слагаемым, соответствующим центробежной силе инерции в относительном движении, определяется знаком второй производной кривой меридиональной линии тока (МЛТ): при положительном значении второй производной — знак «минус», и наоборот.

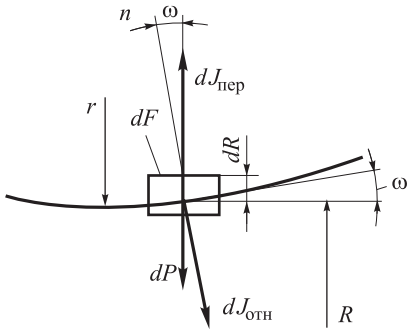


Рис. 1. Схема линии тока в зазоре между РСА и РК

На основе соотношения параметров потока при течении в сопловой решетке, перед которой температура $T_0^* = \text{const}$ и давление $p_0^* = \text{const}$, и за которой температура $T_1 = \text{const}$, имеем

$$\frac{c_1^2}{2} = c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{(n-1)/n} \right],$$

где n — показатель политропы расширения в решетке РСА; c_1 — абсолютная скорость потока на выходе из РСА; c_p — средняя удельная теплоемкость потока газа в проточной части турбины.

Продифференцировав это уравнение, записанное для струйки тока, получим

$$c_1 dc = -\frac{n-1}{n} c_p \frac{T_0^*}{p_0^*} \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{-1/n} dp.$$

С учетом уравнения политропы

$$\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{1/n} = \frac{\rho_1}{\rho_0^*}$$

и уравнения состояния

$$\frac{p_0^*}{\rho_0^*} = R T_0^*$$

получим

$$\frac{dp}{\rho_1} = -\frac{n}{k} \frac{k-1}{n-1} c_1 dc = -\frac{1}{m} c_1 dc, \qquad (3)$$

где

$$m = \frac{k}{n} \frac{n-1}{k-1} = \eta_c^{\text{пол}} \approx \varphi^2,$$

где k — показатель адиабаты; $\eta_c^{\text{пол}}$ — КПД политропического процесса в РСА; φ — коэффициент скорости в РСА, определяемый как отношение скорости c_1 к значению этой скорости в процессе без учета потерь энергии $c_{1\text{ад}}$.

Более точно показатель n можно определить по уравнению политропы

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg\left(T_0^* / T_{1\text{ср}} \right)}{\lg\left(p_0^* / p_{1\text{ср}} \right)},$$

где $T_{1\text{ср}}$ и $p_{1\text{ср}}$ — статические температура и давление за РСА.

Уравнение (2) с учетом выражения (3) преобразуем к виду

$$-c_1 dc = m c_{1u}^2 \frac{dR}{R} - m c_{1m}^2 \frac{dR}{r} \cos\omega,$$

где c_{1u} и c_{1m} — окружная и меридиональная составляющие абсолютной скорости c_1 соответственно.

Подставив в последнее уравнение

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1 \text{ и } c_{1m} = \frac{c_{1a}}{\cos\omega} = \frac{c_1 \sin\alpha_1}{\cos\omega},$$

получим дифференциальное уравнение, связывающее углы выхода потока со скоростью в осевом зазоре между сопловой и рабочей решетками:

$$-\frac{dc}{c_1} = m \left(\frac{\cos^2\alpha_1}{R} - \frac{\sin^2\alpha_1}{r\cos\omega} \right) dR. \qquad (4)$$

Проинтегрировав уравнение (4) в пределах от среднего радиуса $R_{\text{ср}}$ до текущего радиуса R, получим

$$c_1 = c_{1\text{ср}} \exp\left(-m \int_{R_{\text{ср}}}^{R} \frac{\cos^2\alpha_1}{R} dR \right) \times$$

$$\times \exp\left(m \int_{R_{\text{ср}}}^{R} \frac{\sin^2\alpha_1}{r\cos\omega} dR \right). \qquad (5)$$

Выражение (5) при взаимосвязи углов выхода потока α_1 с радиусом R по общему закону $R^z \operatorname{tg}\alpha_1 = \text{const}$ позволяет определить распределение скоростей потока по высоте лопатки в осевом зазоре между сопловой и рабочей решетками для принятой модели течения (осесимметричное, установившееся) с учетом ИМЛТ и неравномерного распределения потерь по высоте решетки. Последнее достигается изменением степени m по высоте, причем значения m берутся равными осредненным по расходу значениям от среднего до текущего радиуса.

Первые два сомножителя в правой части выражения (5) дают значение скорости c_1 без учета ИМЛТ, что может стать первым прибли-

жением в расчете действительных значений скорости c_1.

По результатам расчета параметров потока в зазоре между РСА и РК (сечение 1–1) на основе уравнения (4) определим расход газа через площадь от корневого до текущего радиуса и проведем соответствующее смещение по радиусу струек тока.

Определение радиуса кривизны МЛТ выполним на основе аппроксимации этой линии периодической кривой, удовлетворяющей граничным условиям в сечениях 1–1 и 2–2 (за РСА и РК) и имеющей вид

$$y = \frac{R_0 + R_1}{2} + \frac{R_0 - R_1}{2}\cos\frac{2\pi x}{a},$$

где x — текущее осевое расстояние от сечения 0–0 (перед РСА); a — расстояние между сечениями 0–0 и 2–2; R_0 и R_1 — радиусы струйки тока в сечениях 0–0 и 1–1 соответственно.

Радиус кривизны МЛТ, определяемый по уравнению

$$r = \frac{\left(1 + y'^2\right)^{1,5}}{y''},$$

для принятой аппроксимации линии тока имеет вид:

• для сечения 1–1 при $x = a/2$

$$r_1 = \frac{a^2}{2\pi^2\left(R_0 - R_1\right)};$$

• для сечения 2–2 при $x = a$

$$r_2 = \frac{a^2}{2\pi^2\left(R_1 - R_2\right)}.$$

Определение текущих значений радиусов r_1 и r_2 МЛТ в сечениях 1–1 и 2–2 проведем по уравнению расхода

$$\int_{R_{к0}}^{R_0} \gamma_0 c_{0a} R\,dR = \int_{R_{к1}}^{R_1} \gamma_1 c_{1a} R\,dR = \int_{R_{к2}}^{R_2} \gamma_2 c_{2a} R\,dR \quad (6)$$

методом последовательных приближений. У параметров c_{0a}, c_{1a}, c_{2a}, $R_{к0}$, $R_{к1}$, $R_{к2}$ индексы «0», «1» и «2» соответствуют сечениям перед РСА, за РСА и за РК; индекс «a» — расходным скоростям потока в указанных сечениях; индекс «к» — радиусам у корня лопаток в указанных сечениях.

Полученные значения радиуса ИМЛТ позволяют определить изменение c_1 и других параметров потока по высоте лопатки.

Расчет параметров потока за РК с учетом ИМЛТ проводился на основе:

• уравнения расхода (6) для сечений 1–1 и 2–2;

• уравнения работы, принимаемой постоянной по радиусу,

$$L_u = u_{ср}\left(c_{1u}\overline{R_1} + c_{2u}\overline{R_2}\right) = L_{u\,ср} = \text{const}$$

или изменяемой по R по заранее заданному закону так, чтобы интегральная величина удельной работы соответствовала осредненному значению по расходу. Здесь $u_{ср}$ — окружная скорость на среднем радиусе; c_{2u} — окружная составляющая абсолютной скорости c_2; $\overline{R}_1 = R_1/R_{1ср}$; $\overline{R}_2 = R_2/R_{2ср}$; $L_{u\,ср}$ — удельной работы на среднем радиусе;

• уравнения радиального равновесия, которое в сечении 2–2 из равенства

$$-c_2 dc = \left(m_2 \frac{c_{2u}^2}{\overline{R}} + m_2 \frac{c_{2a}^2}{\overline{r_2}}\right) d\overline{R}$$

преобразуем к виду

$$c_{2a}^2 + 2m_2 \int_1^{\overline{R}} \frac{c_{2a}^2}{\overline{r_2}} d\overline{R} = c_{2ср}^2 - c_{2u}^2 - 2m_2 \int_1^{\overline{R}} \frac{c_{2u}^2}{\overline{R}} d\overline{R}, \quad (7)$$

где $\overline{R} = R/R_{ср}$; $\overline{r_2} = r_2/R_{ср}$;

$$m_2 = \eta_т^{пол} = \frac{k}{n_2}\frac{n_2 - 1}{k - 1}$$

n_2 — показатель политропы расширения в турбине; $R_{ср}$ — средний радиус проточной части турбины.

Показатель n_2 определим из уравнения

$$\frac{n_2 - 1}{n_2} = \frac{\lg\left(T_0^*/T_2\right)}{\lg\left(p_0^*/p_2\right)}.$$

На основании полученных уравнений проведен расчет параметров газового потока с учетом ИМЛТ при законах профилирования $R^z \operatorname{tg}\alpha_1 = \text{const}$ для значений z = –0,5; 0; 0,5; 1,0; 1,5.

Часто применяемый закон профилирования $c_u R = \text{const}$ (закон постоянства циркуляции) является одним из частных случаев закона $R^z \operatorname{tg}\alpha_1 = \text{const}$, в котором величина z зависит от КПД политропического расширения в РСА m, угла α_1 и относительного радиуса $\overline{R} = R/R_{ср}$ и может быть найдена из уравнения

$$\left(\overline{R}\right)^{z/(z+m)} \overline{\cos^2\alpha_1} = 1.$$

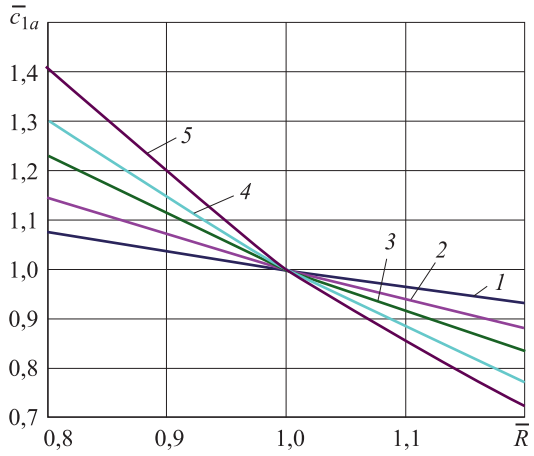


Рис. 2. Изменение относительной расходной составляющей скорости $\overline{c_{1a}}$ по радиусу $\overline{R}$:
1 — $z = -0{,}5$; *2* — $z = 0$; *3* — $z = 0{,}5$; *4* — $z = 1{,}0$; *5* — $z = 1{,}5$

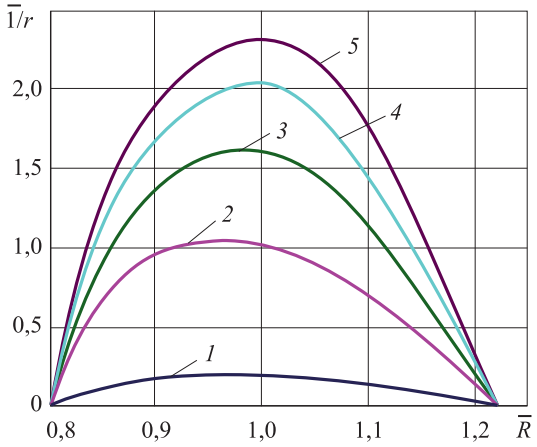


Рис. 3. Изменение относительной кривизны МЛТ $\overline{1/r}$ по радиусу $\overline{R}$:

1 — $z = -0{,}5$; *2* — $z = 0$; *3* — $z = 0{,}5$; *4* — $z = 1{,}0$; *5* — $z = 1{,}5$

При $\alpha_1 = 27°$ и $m = 0{,}94$ закону $c_u R = \text{const}$ при $\overline{R} = 0{,}8\ldots1{,}2$ соответствует $z = -(1{,}2\ldots1{,}3)$.

Увеличение степени z при законах профилирования $R^z \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$ приводит к снижению угла α_1 к периферии, что при высоких значениях z может быть нежелательно для турбин с РСА вследствие роста кромочных потерь при «прикрытии» сопловых лопаток на 5…7°.

С ростом показателя z относительная расходная составляющая скорости $\overline{c_{1a}}$ в корневых сечениях лопаток увеличивается (рис. 2), что, согласно уравнению неразрывности, уменьшает толщину слоя потока в корневом сечении за РСА при одинаковом элементарном расходе в слое переменной толщины в сечениях от 0–0 до 1–1.

Уменьшение радиуса R_1 струйки тока, связанное с изменением профиля расходных составляющих скорости в сечении 1–1, вызывает искривление МЛТ при течении струйки тока в РСА. На рис. 3 показана зависимость относительной кривизны МЛТ по высоте лопаток в зазоре между РСА и РК от относительного радиуса $\overline{R}$ и степени z.

Из рис. 3 видно, что с повышением показателя степени z кривизна МЛТ увеличивается. При $z < -0{,}5$ ($z \approx -0{,}6$) течение в РСА происходит практически по цилиндрическим поверхностям, так как распределение осевых составляющих скорости потока перед и за сопловой решеткой одинаково. Влияние искривления МЛТ на величину абсолютной скорости c_1 и ее составляющих объясняется появлением дополнительной силы $dJ_{\text{отн}}$, выраженной экспонентой в уравнении (5). Влияние искривления МЛТ на относительную скорость $\overline{c_1} = c_{1\text{ИМЛТ}} / c_{1\text{без ИМЛТ}}$ показано на рис. 4.

Снижение скорости c_1 в корневых сечениях (и соответственно повышение c_1 в периферийных сечениях) по сравнению с величиной c_1 без учета ИМЛТ возрастает с увеличением степени z. Это приводит к перераспределению значений кинематической степени реактивности ступени $\rho_{\text{кин}}$ по радиусу (рис. 5).

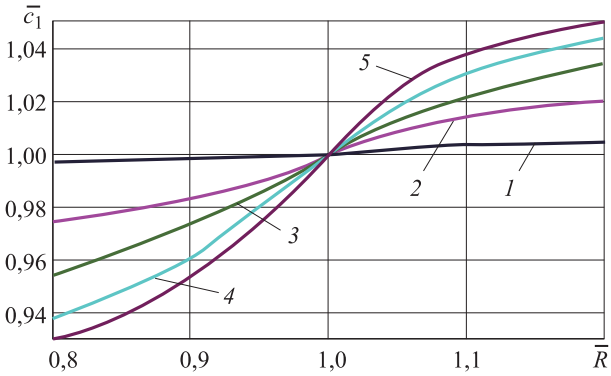


Рис. 4. Изменение относительной скорости $\overline{c_1}$ на выходе из РСА по радиусу $\overline{R}$:
1 — $z = -0{,}5$; *2* — $z = 0$; *3* — $z = 0{,}5$; *4* — $z = 1{,}0$; *5* — $z = 1{,}5$

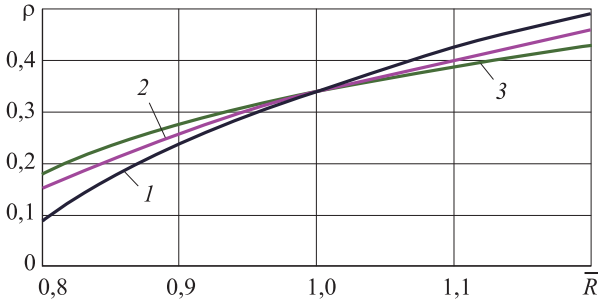


Рис. 5. Изменение кинематической степени реактивности ступени $\rho_{\text{кин}}$ по радиусу $\overline{R}$:
1 — $z = 0$; 2 — $z = 0{,}5$; 3 — $z = 1{,}0$

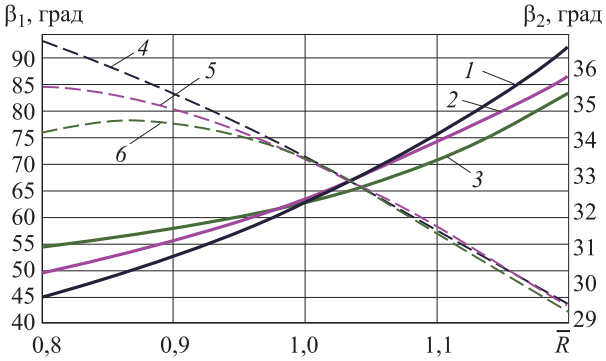


Рис. 6. Изменение углов β_1 (*1–3*) и β_2 (*4–6*) по радиусу $\overline{R}$:
1, 4 — $z = 0$; *2, 5* — $z = 0{,}5$; *3, 6* — $z = 1{,}0$

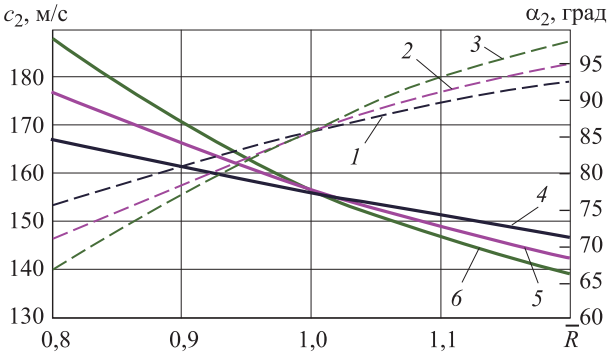


Рис. 7. Изменение углов α_2 (*1–3*) и скорости c_2 (*4–6*) по радиусу $\overline{R}$:
1, 4 — $z = 0$; *2, 5* — $z = 0{,}5$; *3, 6* — $z = 1{,}0$

Увеличение степени z приводит к выравниванию изменения по высоте углов входа потока в рабочие лопатки β_1 и углов выхода потока из рабочих лопаток β_2 (рис. 6), при этом рабочая лопатка получается менее закрученной по радиусу.

Искривление МЛТ приводит к изменению распределения скоростей потока по радиусу в сечении 2–2. Характер этого изменения противоположен тому, что имел место в сечении 1–1 (см. рис. 4): скорость c_2 повышается у корня за счет ИМЛТ на 19 % и снижается к периферии рабочих лопаток на 11 %.

Уменьшение радиального градиента реактивности приводит к росту неравномерности выходной скорости по радиусу и соответствующему увеличению потерь. Минимум потерь с выходной скоростью (c_{2a} = const, c_{2u} = const по высоте лопатки) достигается только при законе закрутки $c_u R$ = const. В случае закона $R^z \operatorname{tg} \alpha_1 =$ = const при $z = 0\ldots1{,}0$ с увеличением степени z градиент реактивности по радиусу уменьшается, что приводит к выравниванию c_1 по радиусу и к меньшему изменению c_{1u} (вследствие роста α_1), но к большему изменению величины c_{2u} по радиусу.

Увеличение с ростом степени z абсолютной величины c_{2u} приводит к существенному отклонению потока от осевого направления у корня и на периферии и к большим неравномерностям углов выхода потока из рабочих лопаток α_2 и скоростей выхода потока из РК c_2 (рис. 7), которые значительно возрастают с превышением значения $z = 1{,}0$.

Более высокие отклонения углов α_2 на выходе из РК в корневом и периферийном сечениях от осевого направления при законе профилирования $R \operatorname{tg} \alpha_1$ = const по сравнению с законом α_1 = const приводят к увеличению потерь с выходной скоростью в этих сечениях. Уменьшить эти потери можно путем введения переменной работы по радиусу ступени (уменьшение к корню на 5…7 % и соответствующее увеличение к периферии).

Оценка потерь в сопловой и рабочей решетках при различных законах профилирования была проведена по известным эмпирическим соотношениям [5]. Установлено, что с ростом степени z потери в корневых сечениях сопловых и рабочих лопаток снижаются, при этом повышение КПД на окружности колеса η_u при переходе от $z = 0$ к $z = 1{,}0$ достигает примерно 3 %. На периферии, наоборот, происходит уменьшение η_u (примерно на 1 %). Расчет потерь был проведен также на двух частичных режимах работы: при снижении частоты вращения ротора турбины $\overline{n_т} = 0{,}6$ (при α_1 = const и $\pi_т$ = const) и при прикрытии лопаток РСА на 7°. В обоих рассмотренных случаях потери у корня при профилировании $R \operatorname{tg} \alpha_1$ = const значительно ниже, чем при α_1 = const (при $\overline{n_т} = n_т / n_{т0} = 0{,}6$ выигрыш η_u в корневых сечениях составляет около 4,5 %, а при $\Delta\alpha_1 = 7°$ — около 6,5 %). В периферийных сечениях на тех же частичных режимах в случае $\Delta\alpha_1 = 7°$ величина η_u уменьшается на 5 % и остается практически неизменной при $\overline{n_т} = n_т / n_{т0} = 0{,}6$. В обоих случаях осредненный КПД ступени на окружности колеса η_u^* при переходе от $z = 0$ к $z = 1$ возрастает на 1,0…2,5 %.

Потери с выходной скоростью уменьшают выигрыш по КПД η_u, полученный при законе профилирования $R \operatorname{tg} \alpha_1$ = const. Особенно это сказывается на потерях в корневых сечениях, где имеется значительная закрутка потока ($\alpha_2 = 65\ldots75°$), увеличивающаяся с ростом z. В некоторой

степени это компенсируется снижением потерь на периферии ступени. Следует отметить, что окончательный вывод можно делать только при оценке потерь в системе *турбина — диффузор*.

Одним из ограничений угла поворота лопаток РСА на тормозных режимах является уменьшение «горла» сопловой решетки, которое определяется минимальным входным сечением канала. Повысить угол раскрытия РСА и, следовательно, величину тормозной мощности можно введением некоторого положительного угла атаки на входе в сопловую решетку. Такой подход требует экспериментальной проверки.

Выводы

1. Эксплуатационные режимы силовой турбины с РСА, работающей в составе транспортного ГТД, характеризуются широким диапазоном изменения перепадов и частот вращения, а также прикрытием лопаток РСА до 3…5° в целях повышения топливной экономичности двигателя на режимах частичной мощности.

2. Расчетные исследования показали, что для обеспечения высокого КПД силовой турбины с РСА во всем рабочем диапазоне ее режимов целесообразно использовать закон профилирования типа $R \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$, который по сравнению с законом профилирования $\alpha_1 = \text{const}$ обеспечивает повышение степени реактивности у корня лопаток примерно на $\Delta\rho = 0{,}08$ (см. рис. 5).

3. Для уменьшения потерь с выходной скоростью при профилировании ступени по закону $R \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$ целесообразно применять переменную удельную работу по высоте ступени (с уменьшением ее к корневым сечениям на 5…8 % и соответствующим ростом на периферии).

Литература

[1] Троицкий Н.И. Применение накопителей энергии – радикальный способ улучшения топливной экономичности наземных машин с газотурбинным двигателем. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2014, № 3 (96), с. 110–119.

[2] Моляков В.Д., Куникеев Б.А. Особенности проектирования эффективных турбин с учетом влияния радиального зазора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 9 (654), с. 9–18.

[3] Моляков В.Д., Тумашев Р.З. Особенности проектирования проточных частей турбин газотурбинных установок в зависимости от состава и параметров рабочей среды. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2003, № 2 (51), с. 52–62.

[4] Троицкий Н.И. Тормозные характеристики двухвального транспортного ГТД с регулируемым сопловым аппаратом силовой турбины. *Тр. Всесоюз. межвуз. конф. по газотурбинным и комбинированным установкам* (1970), Москва, 1971, с. 182–191.

[5] Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.М., Колесов А.Н., Мухтаров М.Х. *Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин*. Москва, ЦИАМ, 1990. 393 с.

[6] Бабкин В.И., Цховребов М.М., Солонин В.И., Ланшин А.И. Развитие авиационных ГТД и создание уникальных технологий. *Двигатель*, 2013, № 2 (86), с. 2–7.

[7] Сиротин Н.Н., Новиков А.С., Пайкин А.Г., Сиротин А.Н. *Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS-технологий.* В 3 кн. Кн. 1. Москва, Наука, 2011. 1087 с.

[8] Иванов М.Я., Почуев В.П. Проблемы создания высокотемпературных турбин современных авиационных двигателей. *Конверсия в машиностроении*, 2000, № 5, с. 34–46.

[9] Кузменко М.Л., Нагога Г.П., Карелин Д.В. Способы разрешения противоречивых требований при проектировании высокотемпературных газовых турбин. *Авиадвигатели XXI века: материалы конф*. [Электрон. ресурс]. Москва, ЦИАМ, 2010, 1 CD-ROM.

[10] Нагога Г.П., Карелин Д.В., Диденко Р.А. Компромиссное решение противоречивых требований как принцип многофакторного проектирования высокотемпературных охлаждаемых турбин. *Тр. науч.-техн. конгресса по двигателестроению (НТКД-2012)*, Москва, АССАД, 2012, с. 55–60.

[11] Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. *Газотурбинные двигатели*. Пермь, ОАО Авиадвигатель, 2006.1204 с.

[12] Lattime S.B., Steinetz B.M. High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. *Journal of Propulsion and Power*, 2004, vol. 20 (2), pp. 302–311.

References

[1] Troitskii N.I. Primenenie nakopitelei energii – radikal'nyi sposob uluchsheniia toplivnoi ekonomichnosti nazemnykh mashin s gazoturbinnym dvigatelem [Using Energy Accumulators is the Radical Way for Improving Efficiency of Ground-Based Vehicles with Gas-Turbine Engines]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering]. 2014, no. 3(96), pp. 110–119.

[2] Moliakov V.D., Kunikeev B.A. Osobennosti proektirovaniia effektivnykh turbin s uchetom vliianiia radial'nogo zazora [Designing efficient turbines taking into account radial clearance]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2014, no. 9(654), pp. 9–18.

[3] Moliakov V.D., Tumashev R.Z. Osobennosti proektirovaniia protochnykh chastei turbin gazoturbinnykh ustanovok v zavisimosti ot sostava i parametrov rabochei sredy [Peculiarities of Designing Turbine Flow Sections for Gas-Turbine Facilities]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering]. 2003, no. 2(51), pp. 52–62.

[4] Troitskii N.I. Tormoznye kharakteristiki dvukhval'nogo transportnogo GTD s reguliruemym soplovym apparatom silovoi turbiny [Brake features double-shaft turbine engine vehicle with an adjustable nozzle assembly of the power turbine]. *Trudy Vsesoiuznoi mezhvuzovskoi konferentsii po gazoturbinnym i kombinirovannym ustanovkam, iiun', 1970* [Proceedings of the All-Union Inter-University Conference on gas turbine and combined installations, June 1970]. Moscow, 1971, pp. 182–191.

[5] Venediktov V.D., Granovskii A.V., Karelin A.M., Kolesov A.N., Mukhtarov M.Kh. *Atlas eksperimental'nykh kharakteristik ploskikh reshetok okhlazhdaemykh gazovykh turbin* [Atlas experimental characteristics of planar arrays of cooled gas turbines]. Moscow, TsIAM publ., 1990. 393 p.

[6] Babkin V.I., Tskhovrebov M.M., Solonin V.I., Lanshin A.I. Razvitie aviatsionnykh GTD i sozdanie unikal'nykh tekhnologii [The development of gas turbine engines and the creation of unique technologies]. *Dvigatel'* [Engine]. 2013, no. 2(86), pp. 2–7.

[7] Sirotin N.N., Novikov A.S., Paikin A.G., Sirotin A.N. *Osnovy konstruirovaniia, proizvodstva i ekspluatatsii aviatsionnykh gazoturbinnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok v sisteme CALS tekhnologii. V 3-x kn. Kn. 1* [Fundamentals of design, manufacture and operation of the aircraft gas turbine engines and power plants in the CALS technologies: vol. 1]. Moscow, Nauka publ., 2011. 1087 p.

[8] Ivanov M.Ia., Pochuev V.P. Problemy sozdaniia vysokotemperaturnykh turbin sovremennykh aviatsionnykh dvigatelei [The problems of creating high turbines modern aircraft engines]. *Konversiia v mashinostroenii* [Conversion in machine building of Russia]. 2000, no. 5, pp. 34–46.

[9] Kuzmenko M.L., Nagoga G.P., Karelin D.V. Sposoby razresheniia protivorechivykh trebovanii pri proektirovanii vysokotemperaturnykh gazovykh turbin [The ways of resolving conflicting requirements when designing high-temperature gas turbines]. *Aviadvigateli 21 veka: materialy konferentsii* [Aircraft engines 21 century: conference materials]. Moscow, TsIAM publ., 2010, pp. 261–266.

[10] Nagoga G.P., Karelin D.V., Didenko R.A. Kompromissnoe reshenie protivorechivykh trebovanii kak printsip mnogofaktornogo proektirovaniia vysokotemperaturnykh okhlazhdaemykh turbin [A compromise of conflicting claims as the principle of multi-factor design of high-cooled turbines]. *Trudy nauchno–tekhnicheskogo kongressa po dvigatelestroeniiu (NTKD-2012)* [Proceedings of the Scientific and Technical Congress on engine building (NTKD-2012)]. Moscow, ASSAD publ., 2012, pp. 55–60.

[11] Inozemtsev A.A., Sandratskii V.L. *Gazoturbinnye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm', OAO Aviadvigatel' publ., 2006. 1204 p.

[12] Lattime S.B., Steinetz B.M. High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. *Journal of Propulsion and Power*, 2004, vol. 20, no. 2, pp. 302–311.

Статья поступила в редакцию 21.12.2015

Информация об авторах

ТРОИЦКИЙ Николай Иванович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные двигатели и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: niktro17@rambler.ru).

МОЛЯКОВ Валерий Дмитриевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные двигатели и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

АСЕЙКИНА Мария Владимировна (Москва) — инженер отдела ЭМ 2.3 «Газотурбинные двигатели и нетрадиционные энергоустановки». НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

TROITSKIY Nikolai Ivanovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Plants and Unconventional Power Installations. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: niktro17@rambler.ru).

MOLYAKOV Valeriy Dmitrievich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Plants and Unconventional Power Installations. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

ASEIKINA Mariya Vladimirovna (Moscow) — Engineer, Department EM 2.3, Gas Turbine Plants and Unconventional Power Installations, Scientific and Research Institute of Power Engineering NIIEM. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
под редакцией **Д.А. Ягодникова**

«Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок»

Изложены основы теории, расчета и проектирования агрегатов регулирования жидкостных ракетных двигательных установок (ЖРДУ). Приведена классификация характеристик режимов работы отдельных агрегатов и ЖРДУ в целом. Рассмотрены основные характеристики ЖРДУ, даны примеры определения статических и динамических режимов работы двигательной установки. Описаны схемы и элементы конструкции агрегатов регулирования ЖРДУ. Приведена конструкторская оценка динамической устойчивости систем регулирования. На примере реальных схем ЖРДУ рассмотрено практическое применение агрегатов регулирования.

Для преподавателей, аспирантов, магистрантов и студентов старших курсов. Может быть полезно также инженерам, работающим в области теории регулирования ЖРД.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru