

Научная статья

УДК 421.45.01

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=177618>

## ОСЕСИММЕТРИЧНАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХВАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Валерий Николаевич Матвеев<sup>1</sup>, Олег Витальевич Батури<sup>2</sup>✉, Григорий Михайлович Попов<sup>3</sup>,  
Евгений Сергеевич Горячкин<sup>4</sup>, Иван Александрович Кудряшов<sup>5</sup>

<sup>1, 2, 3, 4, 5</sup> Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева  
(Самарский университет),

Самара, Россия

<sup>1</sup> [matveev.vn@ssau.ru](mailto:matveev.vn@ssau.ru)

<sup>2</sup> [oleg\\_baturin@ssau.ru](mailto:oleg_baturin@ssau.ru)✉

<sup>3</sup> [popov@ssau.ru](mailto:popov@ssau.ru)

<sup>4</sup> [goriachkin.e.s@ssau.ru](mailto:goriachkin.e.s@ssau.ru)

<sup>5</sup> [kudryashov.ia@ssau.ru](mailto:kudryashov.ia@ssau.ru)

**Аннотация.** Представлен способ формирования осесимметричной модели рабочего процесса двухвального компрессора газогенератора авиационного газотурбинного двигателя. Его особенностью является учет неравномерности поля параметров потока на входе в компрессор и кривизны линий тока в меридиональной плоскости. Кроме этого, предложены универсальные способы задания закрутки потока на входе в рабочее колесо по радиусу и распределения напора по высоте ступени. При опробовании разработанной модели в процессе проектного газодинамического расчета двухкаскадного компрессора перспективного газогенератора были выполнены все требования по ограничениям на значения относительных критериальных параметров, характеризующих рабочий процесс элементарных лопаточных венцов и ступеней, расположенных на различных радиусах.

**Ключевые слова:** двухвальный осевой компрессор, осесимметричная термогазодинамическая модель компрессора, входная неравномерность потока, расчет на различных радиусах

**Финансирование:** исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда № 22-79-00210, <https://rscf.ru/project/22-79-00210/>

**Для цитирования:** Матвеев В.Н., Батури О.В., Попов Г.М., Горячкин Е.С., Кудряшов И.А. Осесимметричная модель рабочего процесса двухвального компрессора газогенератора // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 4. С. 167–177. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=177618>

Original article

## GAS GENERATOR TWIN-SHAFT COMPRESSOR WORKING PROCESS AXISYMMETRIC MODEL

Valerii N. Matveev<sup>1</sup>, Oleg V. Baturin<sup>2</sup>✉, Grigorii M. Popov<sup>3</sup>, Evgenii S. Goryachkin<sup>4</sup>, Ivan A. Kudryashov<sup>5</sup>

<sup>1, 2, 3, 4, 5</sup> Samara National Research University named after academician S.P. Korolev (Samara University),  
Samara, Russia

<sup>1</sup> matveev.vn@ssau.ru

<sup>2</sup> oleg\_baturin@ssau.ru✉

<sup>3</sup> popov@ssau.ru

<sup>4</sup> goriachkin.e.s@ssau.ru

<sup>5</sup> kudryashov.ia@ssau.ru

### Abstract

Axisymmetric models of the turbomachines working process are being employed while performing design variation computations, turbomachines refinement, as well as their characteristics computation and analysis. These models are not as accurate as three-dimensional numerical models, but they possess low response time.

In the known axisymmetric compressor models, the fields of flow parameters at their inlet are usually assumed as uniform, and the curvature of the flow tube lines in the meridional plane is being neglected. Besides, when the axisymmetric models forming, only limited number laws of the flow at the impellers inlet are being employed, and the pressure along the blades height is being assumed constant.

While detailed development of the working process axisymmetric model of the gas generator two-shaft compressor, the authors of the article took a decision to abnegate the above said limitations to increase accuracy and enhance the design engineer possibilities.

When developing a method for an axisymmetric model forming of the two- shaft axial compressor working process, the following methods were applied:

- the equation of radial equilibrium with regard for the flow lines curvature and the flow velocity in the meridional section;
- universal methods for the flow swirl setting at the impellers inlet along the radius and the pressure distribution along the height of the stage.

Solution of these equations was being performed in conjunction with the other basic equations of the theory of turbomachines by numerical method. During the calculation, a small step was set along the radius from the average diameter towards the sleeve and the periphery.

As the result, the distribution of the height of the flow part in each section at the inlet and outlet of the compressor cascade, as well as in each inter-shaft section, were being determined:

- thermodynamic, gas-dynamic and kinematic flow parameters;
- relative criteria parameters of elementary blade rows of rotor and stator, as well as elementary stages.

When the developed model approbation in the process of the design gas dynamic computation of the gas generator two-stage compressor for a prospective gas turbine engine, all restrictions on the relative criteria parameters values over the entire height of the blade were met. This was succeeded due the flow swirl variation at the rotor wheel inlet, stages pressure distribution along the flow part height, as well as by changing the degree of reactivity, both head and flow coefficients at the average radius. Computational results obtained with the proposed axisymmetric model of the compressor working process allowed finding solutions, reducing the number of the compressor stages of the engine being developed from seven to six with the acceptable efficiency.

**Keywords:** twin-shaft axial compressor, axisymmetric thermo-gas-dynamic compressor model, inlet flow non-uniformity, computation at different radii

**Funding:** the research was supported by the Grant of the Russia Scientific Fund No. 22-79-00210, <https://rscf.ru/project/22-79-00210/>

**For citation:** Matveev V.N., Baturin O.V., Popov G.M., Goryachkin E.S., Kudryashov I.A. Gas Generator Twin-Shaft Compressor Working Process Axisymmetric Model. *Aerospace MAI Journal*, 2023, vol. 30, no. 4, pp. 167-177. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=177618>

## Введение

Осесимметричные (двумерные) модели рабочего процесса лопаточных машин [1–5] используются при проведении вариативных проектных газодинамических расчетов компрессоров и турбин, при обработке экспериментальных данных и доводке турбомашин, а также в процессе расчета и анализа их характеристик. Методы формирования таких моделей описаны, например, в работах [6–10].

Эти модели не так точны, как трехмерные численные модели потоков в лопаточных машинах [11–15], зато обладают большим быстродействием. Последнее позволяет с их помощью за короткое время осуществлять расчет большого числа вариантов, а также получить исходные данные для дальнейшей доводки турбомашин с применением численного моделирования [16, 17].

Осесимметричные модели рабочего процесса многоступенчатых осевых компрессоров (МОК) представляют собой стационарные модели потока, в которых изменение кинематических и термодинамических параметров рассматривается в осевом и радиальном направлениях. В окружном же направлении на фиксированном радиусе в каждом межвенцовом сечении значения параметров потока считаются неизменными.

В известных осесимметричных моделях поля параметров потока на входе в МОК чаще всего принимаются равномерными по всей площади поперечного сечения, а кривизной линий тока в меридиональной плоскости проточной части (ПЧ) пренебрегают. Кроме того, при формировании осесимметричной модели рабочего процесса обычно используется ограниченное количество законов закрутки потока на входе в рабочие колеса, а напор по высоте лопаток чаще всего принимается постоянным.

Перечисленные ограничения приводят, в частности, к увеличению погрешностей при предварительном проектировании лопаток и завышению значений энергетических параметров МОК. Поэтому в настоящей статье при подробной разработке осесимметричной модели рабочего процесса двухвального компрессора газогенератора (ГГ) предпринята попытка отказаться от указанных ограничений с целью повышения точности предварительных расчетов и расширения возможностей проектировщика при выборе законов закрутки и закономерностей изменения напора по высоте лопаток.

Исходными данными для построения осесимметричной модели рабочего процесса двухвального компрессора ГГ, включающего компрессор среднего давления (КСД), переходный канал (ПК) и компрессор высокого давления (КВД), являются:

- конфигурация его проточной части в меридиональной плоскости с участками подводящих каналов (см. рисунок);
- предварительно полученные на основе статистических данных или результатов проектирования смежных узлов эпюры относительных параметров потока по радиусу перед входным направляющим аппаратом (ВНА) КСД: относительного угла потока

$$\bar{\alpha}_{\text{всд}} = \frac{\alpha_{\text{всд}}}{\alpha_{\text{срвсд}}} = f\left(\frac{r}{r_{\text{ср}}}\right),$$

относительной полной температуры

$$\bar{T}_{\text{всд}}^* = \frac{T_{\text{всд}}^*}{T_{\text{срвсд}}^*} = f\left(\frac{r}{r_{\text{ср}}}\right)$$

и относительного полного давления потока

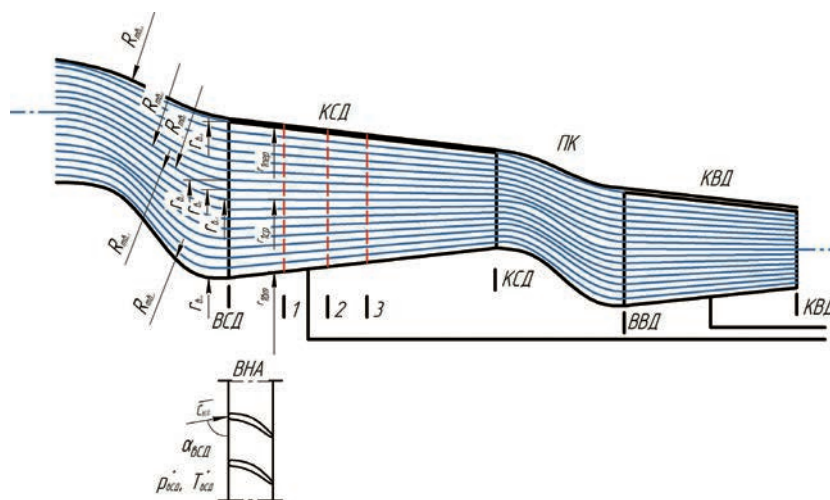


Схема проточной части компрессора в меридиональной плоскости

$$\bar{p}_{\text{всд}}^* = \frac{p_{\text{всд}}^*}{p_{\text{ср всд}}^*}$$

(эти эпюры используются для нахождения распределения значений абсолютных параметров  $\alpha_{\text{всд}}$ ,  $T_{\text{всд}}^*$  и  $p_{\text{всд}}^*$  по радиусу перед ВНА КСД);

– результаты проектного газодинамического расчета КСД и КВД на средних радиусах ступеней.

Осесимметричная модель рабочего процесса двухвального компрессора ГГ предназначена для определения газодинамических параметров потока в характерных сечениях проточной части ступеней на различных радиусах – от втулочного до периферийного. На основании этих данных в дальнейшем возможно вычисление параметров профилей и их решеток, необходимых для формирования конфигурации лопаточных венцов (ЛВ).

### Способ формирования осесимметричной модели рабочего процесса осевого компрессора

При формировании осесимметричной модели рабочего процесса двухкаскадного компрессора его ПЧ разбивается на  $2n$  коаксиальных слоев, заключенных в осесимметричные поверхности (см. рисунок). В каждом межвенцовом сечении эти слои ограничены внутренними и наружными окружностями соответствующих радиусов.

Ниже, для примера, рассматривается способ определения радиусов таких окружностей, позволяющих разбить сечение перед ВНА КСД на  $2n$  кольцевых сечений. Особенностью предложенного способа является то, что не вводится в рассмотрение дополнительный геометрический параметр – среднеквадратический радиус [8, 9], а используется средний радиус  $r_{\text{ср всд}}$  из исходных данных.

Сечение перед ВНА КСД рассматривается как состоящее из двух больших колец, первое из которых заключено между окружностями радиусов  $r_{\text{вт всд}} = r_{\text{в};-n}$  и  $r_{\text{ср всд}} = r_{\text{в}0}$ , а второе – между окружностями радиусов  $r_{\text{ср всд}} = r_{\text{в}0}$  и  $r_{\text{вт всд}} = r_{\text{в};+n}$  (см. рисунок). Каждое большое кольцо, в свою очередь, разбивается на  $n$  концентрических колец одинаковой площади поперечного сечения

$$f_{\text{вт-ср}} = \frac{\pi(r_{\text{ср всд}}^2 - r_{\text{вт всд}}^2)}{n}$$

и

$$f_{\text{ср-пер}} = \frac{\pi(r_{\text{пер всд}}^2 - r_{\text{ср всд}}^2)}{n}.$$

Внутреннее по отношению к окружности радиуса  $r_{\text{ср всд}}$  большое кольцо делится малыми кольцами, внутренние диаметры которых равны соответственно

$$r_{\text{в};-1} = \sqrt{r_{\text{ср всд}}^2 - 1 \cdot \frac{f_{\text{вт-ср}}}{\pi}}; r_{\text{в};-2} = \sqrt{r_{\text{ср всд}}^2 - 2 \cdot \frac{f_{\text{вт-ср}}}{\pi}}; \dots$$

$$r_{\text{в};-n} = \sqrt{r_{\text{ср всд}}^2 - n \cdot \frac{f_{\text{вт-ср}}}{\pi}} = r_{\text{вт всд}}.$$

Символ «-» в индексе радиуса означает, что он относится к кольцу между окружностями радиусов  $r_{\text{вт всд}}$  и  $r_{\text{ср всд}}$ , а символ «+» в индексе радиуса указывает на его принадлежность к большому кольцу между окружностями радиусов  $r_{\text{ср всд}}$  и  $r_{\text{пер всд}}$ .

На основании введенных в рассмотрение таким образом радиусов  $r_j$  вычисляются значения относительных радиусов  $\bar{r}_{\text{в};j} = r_{\text{в};j} / r_{\text{ср всд}}$  в сечении перед ВНА КСД, на которых определяются значения параметров потока. Здесь  $j$  – номер относительного радиуса, изменяющийся от  $-n$  до 0 в области между окружностями радиусов  $r_{\text{вт всд}}$  и  $r_{\text{ср всд}}$ , и принимающий значения от 0 до  $+n$  в области между окружностями радиусов от  $r_{\text{ср всд}}$  до  $r_{\text{пер всд}}$ .

Распределения параметров по радиусу в сечении перед ВНА КСД моделируется на базе следующих математических выражений:

1. На основании уравнения радиального равновесия, записанного для потока перед ВНА через приращения статического давления  $\Delta p$  и радиуса  $\Delta r$  в виде

$$\frac{\Delta p}{\Delta r} = \rho \left( \frac{C_u^2}{r} + \frac{C_a^2}{R_m} \right),$$

статическое давление на радиусах  $r_{\text{в};-1}$  и  $r_{\text{в};+1}$  приблизительно определяется соответственно по формулам:

$$p_{\text{в};-1} = p_{\text{в}0} + 2\rho_{\text{в}0} \left[ \frac{C_{\text{в}а0}^2 (r_{\text{в};-1} - r_{\text{в}0})}{r_{\text{в};-1} + r_{\text{в}0}} + \frac{C_{\text{в}а0}^2 (r_{\text{в};-1} - r_{\text{в}0})}{R_{\text{мв};-1} + R_{\text{мв}0}} \right]$$

и

$$p_{\text{в};+1} = p_{\text{в}0} + 2\rho_{\text{в}0} \left[ \frac{C_{\text{в}а0}^2 (r_{\text{в};+1} - r_{\text{в}0})}{r_{\text{в};+1} + r_{\text{в}0}} + \frac{C_{\text{в}а0}^2 (r_{\text{в};+1} - r_{\text{в}0})}{R_{\text{мв};+1} + R_{\text{мв}0}} \right],$$

где  $p_{\text{в}0} = p_{\text{в ср}}$  – статическое давление на среднем радиусе перед ВНА КСД,  $r_{\text{в}0} = r_{\text{в ср}}$  – средний радиус на входе в ВНА КСД,  $C_{\text{в}а0} = C_{\text{в}а ср}$  – окружная составляющая скорости потока на среднем радиусе перед ВНА КСД,  $C_{\text{в}а0} = C_{\text{в}а ср}$  – осевая составляющая скорости потока на среднем радиусе перед ВНА КСД,  $R_{\text{мв}0} = R_{\text{м ср в}}$  – радиус кривизны средней линии тока

в меридиональной плоскости на входе в ВНА КСД (см. рисунок),  $R_{mв;-1}$  и  $R_{mв;+1}$  — радиусы кривизны линий тока в меридиональной плоскости на входе в ВНА КСД, соответствующие радиусам  $r_{в;-1}$  и  $r_{в;+1}$  (см. рисунок).

2. Газодинамические функции  $\pi(\lambda_{в})$  и  $\varepsilon(\lambda_{в})$  на радиусах  $r_{в;-1}$  и  $r_{в;+1}$ :

$$\pi(\lambda_{в;-1}) = \frac{P_{в;-1}^*}{P_{в;-1}^*}; \quad \pi(\lambda_{в;+1}) = \frac{P_{в;+1}^*}{P_{в;+1}^*};$$

$$\varepsilon(\lambda_{в;-1}) = \left[ \pi(\lambda_{в;-1}) \right]^{\frac{1}{k}}; \quad \varepsilon(\lambda_{в;+1}) = \left[ \pi(\lambda_{в;+1}) \right]^{\frac{1}{k}}.$$

3. Плотность воздуха на радиусах  $r_{в;-1}$  и  $r_{в;+1}$ :

$$\rho_{в;-1} = \frac{P_{в;-1}^*}{R T_{в;-1}^*} \varepsilon(\lambda_{в;-1}); \quad \rho_{в;+1} = \frac{P_{в;+1}^*}{R T_{в;+1}^*} \varepsilon(\lambda_{в;+1}).$$

4. Приведенная скорость потока на радиусах  $r_{в;-1}$  и  $r_{в;+1}$ :

$$\lambda_{в;-1} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left\{ 1 - \left[ \pi(\lambda_{в;-1}) \right]^{\frac{k-1}{k}} \right\}};$$

$$\lambda_{в;+1} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left\{ 1 - \left[ \pi(\lambda_{в;+1}) \right]^{\frac{k-1}{k}} \right\}}.$$

5. Критическая скорость потока на радиусах  $r_{в;-1}$  и  $r_{в;+1}$ :

$$a_{кр в;+1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{в;+1}^*}; \quad a_{кр в;-1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{в;-1}^*}.$$

6. Осевая и окружная составляющие скорости потока на радиусах  $r_{в;-1}$  и  $r_{в;+1}$ :

$$C_{ва;-1} = \lambda_{ва;-1} a_{кр в;-1} \sin \alpha_{в;-1};$$

$$C_{ва;+1} = \lambda_{ва;+1} a_{кр в;+1} \sin \alpha_{в;+1};$$

Далее для определения значений параметров и газодинамических функций потока последовательно на радиусах  $r_{в;-2}$  и  $r_{в;+2}$ ;  $r_{в;-3}$  и  $r_{в;+3}$  ...  $r_{в;-n} = r_{в вт}$  и  $r_{в;+n} = r_{в пер}$  используются выражения пп. 1 ... 6. При этом в п. 1 для расчета статического давления на последующих радиусах принимаются величины  $\rho_{в}$ ,  $\rho_{в}$  и  $C_{ва}$  из расчетов на предыдущих радиусах.

В результате использования предложенных выше математических выражений на входе в ВНА КСД получаются распределения значений параметров потока по радиусу в виде

$$\rho_{в} = f(\bar{r}_{в}); \quad \rho_{в} = f(\bar{r}_{в}); \quad C_{ва} = f(\bar{r}_{в}); \quad C_{ва} = f(\bar{r}_{в}).$$

Формирование модели распределения параметров потока на входе в рабочее колесо (РК) первой ступени по радиусу осуществляется отдельно, как

и для параметров потока перед ВНА, в диапазонах от  $r_{1ср}$  до  $r_{1вт}$  и от  $r_{1ср}$  до  $r_{1пер}$  (см. рисунок).

Моделирование распределения параметров по радиусу в сечении перед РК первой ступени КСД производится исходя из следующих соображений.

7. Полная температура потока на входе в РК на произвольном радиусе  $\bar{r}_{1j}$  принимается равной аналогичной температуре на входе в ВНА  $T_{1j}^* = T_{вj}^*$ .

8. Полное давление потока на входе в РК на произвольном радиусе  $\bar{r}_{1j}$  определяется как  $P_{вНА}^* = \sigma_{вНА} P_{вj}^*$ , где  $\sigma_{вНА} = 0,98...0,99$  — коэффициент восстановления полного давления ВНА.

9. Предполагается, что распределение по радиусу окружной составляющей абсолютной скорости потока на входе в РК в первом приближении подчиняется закону закрутки твердого тела

$$C'_{1uj} = \frac{C_{1ucp} r_{1j}}{r_{cp}} = C_{1ucp} \bar{r}_{1j}.$$

В дальнейшем доводка ступени компрессора осуществляется корректировкой этой зависимости путем увеличения или уменьшения значений окружной составляющей абсолютной скорости потока на входе в РК на различных радиусах на величину  $\Delta C_{1uj}$ :  $C_{1uj} = C'_{1uj} \pm \Delta C_{1uj}$ .

Значения  $\Delta C_{1uj}$  выбираются в общем случае из соображений достижения наибольшего КПД ступени, а, для начала, обеспечения:

- углов потока в относительном движении на входе в периферийном сечении РК  $\beta_{1пер}$  и в абсолютном движении на входе у втулки направляющего аппарата (НА)  $\alpha_{2вт}$  не менее  $20 \dots 25^\circ$ ;

- лопаточного угла на выходе из компрессорных решеток  $\beta_{2л}$  во втулочном сечении  $\beta_{2л} \leq 90^\circ$ ;

- приведенной скорости потока в относительном движении на периферии РК  $\lambda_{1w пер}$  не более 0,90 в дозвуковых ступенях и не более 1,15 в трансзвуковых ступенях;

- приведенной скорости потока в абсолютном движении во втулочном сечении НА  $\lambda_{2вт}$  не более 0,90.

При этом следует учитывать, что на среднем радиусе  $\Delta C_{1ср} = 0$  и изменение  $\Delta C_{1uj}$  по радиусу должно носить плавный характер.

10. На основании уравнения связи окружной и осевой составляющих скорости потока на входе в РК пока без учета кривизны линий тока в меридиональной плоскости и в предположении постоянства гидравлических потерь по высоте лопаток ВНА, записанного через приращения комплексов параметров в виде

$$\frac{\Delta C_{1a}^2}{\Delta r} - \frac{\Delta C_{ва}^2}{\Delta r} + \frac{\Delta (C_{1u} r)^2}{r^2 \Delta r} - \frac{\Delta (C_{ва} r)^2}{r^2 \Delta r} = 0,$$

осевая составляющая скорости потока на входе в РК на радиусах  $r_{1;-1}$  и  $r_{1;+1}$  приблизительно определяется по формулам (\*), где  $r_{10} = r_{1cp}$ ;  $C_{1a0} = C_{1acp}$ ;  $C_{ва0} = C_{ваcp}$ ;  $C_{вв0} = C_{ввcp}$ , а индекс  $\infty$  означает, что скорости на входе в РК определены без учета кривизны линий тока в осевом зазоре.

11. Значения осевой составляющей скорости потока в абсолютном движении на входе в РК последовательно определяются на радиусах  $r_{1;-2}$  и  $r_{1;+2}$ ;  $r_{1;-3}$  и  $r_{1;+3}$ ; ...  $r_{1;-n} = r_{1вт}$  и  $r_{1;+n} = r_{1пер}$  по формулам, аналогичным формулам п. 10.

12. Распределение значений относительного КПД ступени  $\bar{\eta}_{стj} = \eta_{стj} / \eta_{стcp}$  по высоте ПЧ осуществляется следующим образом. Так как значение относительного диаметра втулки  $\bar{d}_{вт} = D_{вт} / D_{пер}$  большинства ступеней компрессоров газогенераторов обычно больше величины 0,65 ... 0,70, то в первом приближении по всей высоте лопатки можно принять  $\bar{\eta}_{стj} = 1,0$  (равномерное распределение) [9]. Тем не менее в КСД у отдельных ступеней параметр  $\bar{d}_{вт}$  может быть менее 0,65. В этом случае в 10%-ных по высоте лопатки втулочной и периферийной зонах целесообразно линейно уменьшать относительный КПД ступени к трактовым поверхностям на 3 ... 5%. КПД ступени на различных диаметрах будет равен  $\eta_{ст} = \eta_{стcp} \bar{\eta}_{стj}$ .

13. Степень повышения полного давления ступени  $\pi_{ст}^*$  по радиусу ПЧ в первом приближении считается либо постоянной, либо линейно увеличивающейся от  $\pi_{стпер}^*$  у втулки до  $\pi_{ствт}^*$  на периферии. При этом на относительном радиусе  $\bar{r}_{1cp} = 1$  значение  $\pi_{стj}^* = \pi_{стcp}^*$ , а относительная разность значений  $\pi_{стj}^*$  на периферийном и втулочном радиусах

$$\delta\pi_{ст}^* = \frac{\pi_{стпер}^* - \pi_{ствт}^*}{\pi_{стcp}^*}$$

выбирается из диапазона 0 ... 0,05.

Для определения  $\pi_{стj}^*$  в различных сечениях по высоте проточной части ступени используется выражение

$$\pi_{стj}^* = \pi_{стcp}^* + 0,5\delta\pi_{ст}^* \pi_{стcp}^* \left( \frac{\bar{r}_{1j} - \bar{r}_{1вт}}{\bar{r}_{1cp} - \bar{r}_{1вт}} - 1 \right).$$

После этого доводка компрессорной ступени осуществляется в том числе за счет изменения за-

висимости для определения  $\pi_{стj}^*$  путем увеличения или уменьшения степени повышения давления ступени на различных радиусах на величину  $\Delta\pi_{стj}^*$ :

$$\pi_{стj}^* = \pi_{стcp}^* \pm \Delta\pi_{стj}^*.$$

Значения  $\Delta\pi_{стj}^*$  подбираются в общем случае из соображений получения наибольшего КПД ступени при сохранении значения  $\pi_{стcp}^*$ , заданного в исходных данных. При этом на среднем радиусе обеспечивается равенство  $\Delta\pi_{стcp}^* = 0$ , а изменение  $\pi_{стj}^*$ , если оно имеет место, выполняется плавно.

14. В дальнейшем определяются на различных радиусах значения изоэнтропического  $H_{sj}$ , затраченного  $H_{zj}$  и теоретического  $H_{тj}$  напоров [9] с учетом изменения теплоемкости воздуха в зависимости от температуры с помощью  $\pi - i - T$ -функций [18], после чего на различных радиусах на входе в РК находятся окружные скорости  $U_{1j}$  и степень реактивности первой ступени  $\rho_{стj}$ .

Моделирование распределения параметров по радиусу на выходе из РК осуществляется схожим образом.

15. Сечение на выходе из РК, так же как и на входе в РК, разбивается концентрическими кольцами, на окружностях которых традиционным образом определяются полная энтальпия  $I_{2j}^*$ , температура  $T_{2j}^*$ , давление  $p_{2j}$  потока; окружная скорость  $U_{2j}$  и окружная составляющая абсолютной скорости потока  $C_{2uj}$ .

16. На основании уравнения связи окружной и осевой составляющих скорости потока на выходе из РК без учета кривизны линий тока в меридиональной плоскости и в предположении постоянства гидравлических потерь по высоте рабочих лопаток, записанного через приращения параметров и их комплексов в виде

$$\frac{\Delta H_z}{\Delta r} = \frac{\Delta(C_{2u}r)^2}{2r^2\Delta r} - \frac{\Delta(C_{1u}r)^2}{2r^2\Delta r} + \frac{\Delta C_{2a}^2}{2\Delta r} - \frac{\Delta C_{1a}^2}{2\Delta r},$$

осевую составляющую скорости потока на выходе из РК на радиусах  $r_{2;-j}$  и  $r_{2;+j}$  можно приблизительно определить соответственно по формулам (\*\*), см. с. 173.

17. Осевая составляющая скорости потока с учетом кривизны линий тока в меридиональной плоскости определяется на различных радиусах по экспериментальному соотношению [9]:

$$C_{1a;-1,\infty} = \left[ C_{1a0}^2 + C_{ва;-1}^2 - C_{ва0}^2 + 4 \frac{C_{ду;-1}^2 r_{в;-1}^2 - C_{ду0}^2 r_{в0}^2}{(r_{в0} + r_{в;-1})^2} - 4 \frac{C_{1u;-1}^2 r_{1;-1}^2 - C_{1u0}^2 r_{10}^2}{(r_{10} + r_{1;-1})^2} \right]^{0,5};$$

$$C_{1a;+1,\infty} = \left[ C_{1a0}^2 + C_{ва;+1}^2 - C_{ва0}^2 + 4 \frac{C_{ву;+1}^2 r_{в;+1}^2 - C_{ву0}^2 r_{в0}^2}{(r_{в0} + r_{в;+1})^2} - 4 \frac{C_{1u;+1}^2 r_{1;+1}^2 - C_{1u0}^2 r_{10}^2}{(r_{10} + r_{1;+1})^2} \right]^{0,5}.$$

(\*)

$$C_{2a; j, \infty} = \left[ C_{2a; (j+1), \infty}^2 + 2(H_{z; j} - H_{z; (j+1)}) + C_{1a; j, \infty}^2 - C_{1a; (j+1), \infty}^2 + 4 \frac{C_{1u; j}^2 r_{1; j}^2 - C_{1u; (j+1)}^2 r_{1; (j+1)}^2}{(r_{1; (j+1)} + r_{1; j})^2} - 4 \frac{C_{2u; j}^2 r_{2; j}^2 - C_{2u; (j+1)}^2 r_{2; (j+1)}^2}{(r_{2; (j+1)} + r_{2; j})^2} \right]^{0,5};$$

$$C_{2a; j, \infty} = \left[ C_{2a; (j-1), \infty}^2 + 2(H_{z; j} - H_{z; (j-1)}) + C_{1a; j, \infty}^2 - C_{1a; (j-1), \infty}^2 + 4 \frac{C_{1u; j}^2 r_{1; j}^2 - C_{1u; (j-1)}^2 r_{1; (j-1)}^2}{(r_{1; j-1} + r_{1; j})^2} - 4 \frac{C_{2u; j}^2 r_{2; j}^2 - C_{2u; (j-1)}^2 r_{2; (j-1)}^2}{(r_{2; (j-1)} + r_{2; j})^2} \right]^{0,5} (**)$$

$$C_{1aj} = 0,25 \left[ \left( \frac{C_{aj, \infty}}{C_{acpj}} \right)_{l-1} + 2 \left( \frac{C_{aj, \infty}}{C_{acpj}} \right)_l + \left( \frac{C_{aj, \infty}}{C_{acpj}} \right)_{l+1} \right] C_{1acpj},$$

где индекс  $l$  относится к номеру рассматриваемого межвенцового зазора, а индексы  $(l-1)$  и  $(l+1)$  относятся к номерам предыдущего и последующего зазоров.

В связи с этим осевая составляющая скорости потока на входе в РК с учетом кривизны линий тока в меридиональной плоскости на различных радиусах находится по формуле

$$C_{1aj} = 0,25 \left[ \left( \frac{C_{aj, \infty}}{C_{acpj}} \right)_B + 2 \left( \frac{C_{aj, \infty}}{C_{acpj}} \right)_1 + \left( \frac{C_{aj, \infty}}{C_{acpj}} \right)_2 \right] C_{1acpj},$$

18. Для определения остальных интересующих нас параметров на входе в РК на расчетных радиусах  $r_{1j}$ , в том числе приведенной скорости потока на входе в РК в относительном движении  $\lambda_{w1j}$  и угла потока на входе в РК в относительном движении  $\beta_{1j}$ , используются типовые формулы газодинамического расчета компрессорной ступени.

При моделировании распределений параметров по радиусу на выходе из РК сечение за направляющим аппаратом разбивается концентрическими кольцами, так же как разбивалось сечение за ВНА.

19. Значения окружной составляющей абсолютной скорости потока на выходе из НА назначаются аналогично п. 9.

20. Для определения осевой составляющей скорости потока на выходе из НА используются формулы, аналогичные приведенным в п. 10.

21. Осевая составляющая скорости потока на выходе из РК с учетом кривизны линий тока в меридиональной плоскости на различных радиусах находится в соответствии с п. 17.

После этого определяются остальные интересующие нас параметры на выходе из РК на расчетных радиусах по типовым формулам газодинамического расчета компрессорной ступени, в том числе угол потока в абсолютном движении  $\alpha_{2j}$ , приведенная скорость потока в абсолютном движении  $\lambda_{2j}$ , угол потока в относительном движении  $\beta_{2j}$  и угол поворота потока в РК в относительном движении  $\Delta\beta_j$ .

В дальнейшем моделируются распределения параметров потока по радиусу на выходе из НА. Однако, прежде чем приступить к этому, надо сначала:

– разбить поперечное сечение за РК второй ступени на  $2n$  малых концентрических кольца и определить их радиусы, аналогично тому как это было сделано с поперечным сечением за РК первой ступени;

– распределить по этим диаметрам значения  $\bar{\eta}_{ctj}$ ,  $\eta_{ctj}$ ,  $\pi_{ctj}^*$  второй ступени по аналогии с пп. 12 и 13;

– определить на радиусах  $r_{2j}$  второй ступени параметры, аналогично тому как это делалось в сечении за РК первой ступени.

После этого находятся распределение осевой составляющей скорости потока по радиусу с учетом кривизны линий тока в меридиональной плоскости и значения  $C_{3j}$ ,  $\alpha_{3j}$ ,  $\alpha_{кр3j}$ ,  $\lambda_{3j}$ ,  $\pi(\lambda_{3j})$  и  $p_{3j}$  на различных радиусах на выходе из НА, а также угол разворота потока в абсолютном движении в НА  $\Delta\alpha_j = \alpha_{3j} - \alpha_{2j}$ .

Затем определяются параметры, характеризующие рабочий процесс во всех элементарных лопаточных венцах РК и НА, а также на элементарных ступенях, расположенных на различных радиусах, а именно:

– торможение потока в относительном движении в РК  $W_{2/1j} = W_{2j}/W_{1j}$  и в абсолютном движении в НА  $C_{3/2j} = C_{3j}/C_{2j}$  (критерий Де Хеллера [19]);

– коэффициенты повышения статического давления в РК и НА [20]

$$c_{pPKj} = \frac{p_{2j} - p_{1j}}{p_{w1j} - p_{1j}} \text{ и } c_{pHAj} = \frac{p_{3j} - p_{2j}}{p_{2j} - p_{2j}};$$

– коэффициенты теоретического напора

$$\bar{H}_T = H_{Tj} / U_{1пер}^2,$$

вычисленные по окружной скорости вращения на периферии РК [8];

– коэффициенты расхода,

$$\bar{C}_{aj} = C_{1aj} / U_{1пер},$$

вычисленные по окружной скорости на периферии РК (критерий Де Хеллера [19]);

– коэффициенты нагрузки Степанова

$$\bar{H}_{Tj} = \bar{H}_T / \bar{C}_{aj}.$$

В завершение находится КПД первой ступени КСД:

$$\eta_{ctj} = \frac{\sum_{-n}^{n-1} G_{всд j; (j+1)} (i_{3s}^* + i_{3s(j+1)}^* - i_{всд j}^* - i_{всд(j+1)}^*)}{\sum_{-n}^{n-1} G_{всд j; (j+1)} (i_{3j}^* + i_{3(j+1)}^* - i_{всд j}^* - i_{всд(j+1)}^*)};$$

$$G_{\text{всд } j;(j+1)} = \frac{m}{2\sqrt{2}} \frac{P_{\text{всд } j}^* + P_{\text{всд } (j+1)}^*}{\sqrt{T_{\text{всд } j}^* + T_{\text{всд } (j+1)}^*}} \pi (r_{j+1}^2 - r_j^2) \times \\ \times \left[ q(\lambda_{\text{авсд } j} + \lambda_{\text{авсд } (j+1)}) \right].$$

На этом формирование осесимметричной модели рабочего процесса первой ступени заканчивается. Осесимметричные модели рабочего процесса любой последующей ступени КСД создаются аналогично построению модели рабочего процесса первой ступени, только при этом не рассматривается ВНА.

После окончания формирования осесимметричных моделей рабочего процесса всех ступеней находится КПД КСД в соответствии с последним выражением, только вместо параметров на выходе из НА первой ступени используются параметры на выходе из КСД.

#### Осесимметричная модель потока в переходном канале между каскадами компрессора газогенератора

Эпюры параметров потока на выходе из КСД представляют собой эпюры параметров на входе в переходный канал между КСД и КВД (см. рисунок) и являются исходными данными для моделирования потока в ПК. Поэтому, чтобы построить эпюры параметров потока перед ВНА КВД, надо сформировать осесимметричную модель потока в ПК между каскадами компрессора.

Для этого первоначально поток в области переходного канала разбивается, как и ПЧ КСД, на  $n$  осесимметричных слоев от втулки до среднего радиуса и на столько же слоев от среднего радиуса до периферии (см. рисунок).

Затем с помощью представленных ниже соотношений и уравнений устанавливаются связи одинаковых параметров в сечениях на выходе из КСД и на входе в КВД на различных радиусах ПЧ.

1. Полная температура, как и критическая скорость потока, остаются неизменными вдоль линий тока в ПК:  $T_{\text{ввд } j}^* = T_{\text{ксд } j}^*$  и  $a_{\text{крввд } j} = a_{\text{крксд } j}$ .

2. Полное давление потока незначительно снижается в ПК вследствие гидравлических потерь  $P_{\text{ввд } j}^* = \sigma_{\text{ПК}} P_{\text{ксд } j}^*$ , где  $\sigma_{\text{ПК}} = 0,990 \dots 0,995$  – коэффициент восстановления полного давления в переходном канале.

3. Окружная составляющая скорости потока в ПК изменяется в соответствии с законом свободного вихря  $C_{u\text{ввд } j} = C_{u\text{ксд } j} r_{\text{ксд } j} / r_{\text{ввд } j}$ .

4. Для того чтобы установить связь между осевыми составляющими скорости потока в рассматриваемых сечениях, применяется уравнение неразрывности к каждому осесимметричному слою:

$$m \frac{P_{\text{в}}^* f_{\text{в}}}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}} q(\lambda_{\text{ав}}) = m \frac{P_{\text{к}}^* f_{\text{к}}}{\sqrt{T_{\text{к}}^*}} q(\lambda_{\text{ак}}),$$

где индексами «к» и «в» обозначены параметры на входе и выходе из рассматриваемого  $j$ -го осесимметричного слоя.

Здесь следует отметить, что для рассматриваемого осесимметричного слоя значения  $P_{\text{к}}^*$  и  $P_{\text{в}}^*$ ,  $T_{\text{к}}^*$  и  $T_{\text{в}}^*$ ,  $q(\lambda_{\text{ак}})$  и  $q(\lambda_{\text{ав}})$  представляют собой среднеарифметические значения аналогичных параметров на поверхностях, ограничивающих осесимметричные слои. Так, например, полное давление на выходе из КСД  $P_{\text{к}}^*$  слоя, расположенного между  $j$ -й и  $(j+1)$ -й поверхностью, равняется  $P_{\text{к}}^* = 0,5 (P_{\text{к } j}^* + P_{\text{к } (j+1)}^*)$ .

Представленное выше уравнение неразрывности позволяет определять средние значения газодинамической функции  $q(\lambda_{\text{ав}})$  между радиусами  $r_j$  и  $r_{j+1}$  в сечении на входе в КВД:  $q(\lambda_{\text{ав}}) = q(\lambda_{\text{ак}}) f_{\text{к}} / (\sigma_{\text{ПК}} f_{\text{в}})$ .

А на самом же радиусе  $r_j$ , кроме втулочного и периферийного радиусов, величина  $q(\lambda_{\text{ав}})$  определяется методом линейной интерполяции по двум средним значениям этой газодинамической функции в слоях, прилежащих к окружности радиуса  $r_j$ .

На втулочном и периферийном радиусах значения  $q(\lambda_{\text{ав}})$  находятся методом линейной экстраполяции по средним значениям этой газодинамической функции в двух слоях, прилежащих к соответствующим трактовым поверхностям.

Таким образом, на входе в КВД определяется на каждом радиусе  $r_j$  величина  $q(\lambda_{\text{ав}})$ , а затем  $\lambda_{\text{ав } j}$  и  $C_{\text{ав } j} = \lambda_{\text{ав } j} a_{\text{кр } j}$ .

5. Угол потока на входе НА КВД равен

$$\alpha_{\text{ввд } j} = \text{arctg}(C_{\text{аввд } j} / C_{u\text{ввд } j}).$$

Представленные в п. 1...5 математические соотношения позволяют составить осесимметричную модель потока в ПК, с помощью которой определяются исходные данные для построения осесимметричной модели рабочего процесса КВД, которая создается так же, как и КСД.

#### Опробование способа формирования осесимметричной модели рабочего процесса двухвального компрессора газогенератора

Описанный выше способ формирования осесимметричной модели был опробован при проектном газодинамическом расчете двухкаскадного компрессора перспективного ГГ двигателя тягой 200 кН. Каждый каскад компрессора был выполнен семиступечатым с практически постоянным средним диаметром вдоль ПЧ.

При опробовании первоначально было установлено, что использование на входе в ВНА на втулочном и периферийном радиусах значений  $P_{\text{в}}^*$ ,  $T_{\text{в}}^*$  и  $\alpha_{\text{в}}$  из предоставленных эпюр  $P_{\text{в}}^* = f(r_{\text{в}})$ ,  $T_{\text{в}}^* = f(r_{\text{в}})$  и  $\alpha_{\text{в}} = f(r_{\text{в}})$  дает в процессе расчета распределение  $C_{\text{ав}}$  по радиусу,



не соответствующее физическому представлению об этой эпохе. По-видимому, в зоне непосредственной близости к трактовым поверхностям имеет место довольно сложная структура потока, которая не может быть достаточно точно описана моделью слоистого течения.

Для устранения этой проблемы с помощью осесимметричной модели в КСД рассчитывались параметры потока на всех радиусах, кроме радиусов  $r_{вт}$  и  $r_{пер}$ , а в КВД – на всех радиусах, кроме  $r_{вт}$  и  $r_{пер}$ , а также на радиусах, им предшествующих.

Значения же параметров потока на втулочных и периферийных радиусах определялись методом линейной экстраполяции по значениям параметров на двух предшествующих радиусах.

Во-вторых, в процессе опробования модели были использованы различные законы закрутки на входе в РК  $C_{1uj} = C_{1ucp} \bar{r}_{1j} + \Delta C_{1uj}$ , различавшиеся видом зависимости  $C_{1uj} = f(\bar{r}_{1j})$ .

Следует отметить, что путем варьирования значений  $\Delta C_{1uj}$  практически всегда удавалось добиться приемлемых значений углов потока  $\beta_{1пер}$  и  $\beta_{2вт}$ , а также приведенных скоростей потока  $\lambda_{1впер}$  и  $\lambda_{2вт}$ .

Степень реактивности элементарных ступеней на трактовых поверхностях при этом отличалась от  $\rho_{ст ср}$  не более чем на 0,23 у ступеней КСД и не более чем на 0,15 у ступеней КВД.

В-третьих, выбор зависимости

$$\pi_{стj}^* = \pi_{ст ср}^* + 0,5 \delta \pi_{ст}^* \pi_{ст ср}^* \times \left( \frac{\bar{r}_{1j} - \bar{r}_{1вт}}{\bar{r}_{1ср} - \bar{r}_{1вт}} - 1 \right) \pm \Delta \pi_{стj}^*$$

осуществлялся для каждой ступени при  $\delta \pi_{ст}^* = 0$  за счет изменения величины  $\Delta \pi_{стj}^*$  в диапазоне от  $-0,020$  до  $0,035$ , т. е. не более чем на 3% от  $\pi_{ст ср}^*$ .

В-четвертых, приемлемых значений относительных параметров, характеризующих рабочий процесс элементарных ЛВ и элементарных ступеней, расположенных на различных радиусах, добивались путем варьирования закона закрутки потока на входе в РК, зависимости распределения  $\pi_{ст}^*$  по радиусу, а также таких параметров на среднем радиусе, как степень реактивности, коэффициенты напора и расхода. В последнем случае приходилось корректировать газодинамический расчет на среднем радиусе.

В итоге были получены распределения по радиусу основных газодинамических абсолютных и относительных параметров, удовлетворяющие всем ограничениям, установленным, в том числе, в работах [8, 9, 20, 21].

Результаты расчета с помощью предложенной осесимметричной модели рабочего процесса компрессора дали основание при дальнейшем про-

ектировании ГГ перейти от семиступенчатых схем КСД и КВД к шестиступенчатым схемам.

## Выводы

Разработанная осесимметричная модель рабочего процесса двухвального компрессора ГГ позволяет проводить проектный газодинамический расчет с неравномерным полем параметров на входе в компрессор; учитывать кривизну линий тока в меридиональной плоскости на входе в КСД и КВД, а также в их ПЧ.

Модель дает возможность рассмотреть целесообразность применения различных законов закрутки потока на входе в РК и различных закономерностей распределения напора в ступенях по высоте лопаток.

При опробовании разработанной модели все требования по ограничениям на значения относительных критериальных параметров удалось выполнить путем варьирования законов закрутки потока на входе в РК и распределения  $\pi_{ст}^*$  по радиусу, а также таких параметров на среднем радиусе, как степень реактивности, коэффициенты напора и расхода.

## Список источников

1. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник. – М.: Машиностроение, 1970. – 610 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей: В 2 ч.: Учебник. – М.: Машиностроение, 1977. Ч. 1. – 312 с.
3. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – Самара: Самарский Дом печати, 2003. – 336 с.
4. Федоров Р.М. Характеристики осевых компрессоров: Монография. – Воронеж: Научная книга, 2015. – 220 с.
5. Прокофьев А.Б., Матвеев В.Н., Батурич О.В. и др. Математические модели потоков в лопаточных машинах двигателей и агрегатов летательных аппаратов. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2021. – 200 с.
6. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 431 с.
7. Копелев С.З., Тихонов Н.Д. Расчет турбин авиационных двигателей: (Газодинамический расчет. Профилирование лопаток). – М.: Машиностроение, 1974. – 268 с.
8. Стенькин Е.Д., Юрин А.В. Выбор основных параметров и газодинамический расчет осевого многоступенчатого компрессора авиационных газотурбинных двигателей. – Куйбышев: Изд-во Куйбышевского авиационного института, 1984. – 89 с.
9. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичев В.С. Проектный термогазодинамический расчет основных

- параметров авиационных лопаточных машин. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 316 с.
10. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Получение обобщенной границы газодинамической устойчивости совместно с напорными ветвями // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. № 2. С. 75–80.
  11. Иноземцев А.А., Усанин М.В., Мигалев С.В. и др. Газодинамическое трехмерное моделирование работы двигателя ПД-14 на взлетном режиме // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2022. № 71. С. 91–98. DOI: 10.15593/2224-9982/2022.70.10
  12. Marchukov E., Egorov I., Kretinin G. et al. Optimization of geometry blade for modern high pressure compressor // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. International Conference on Compressors and their Systems (9–11 September 2019; City, University of London). DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012049
  13. Федечкин К.С., Кароник Б.В. Расчетные исследования ступени осевого компрессора в широком диапазоне частот вращения // Насосы. Турбины. Системы. 2021. № 1(38). С. 47–55.
  14. Милешин В.И., Семенкин В.Г. Расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой ступени компрессора высокого давления // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 86–98.
  15. Рожкова М.В. Исследование рабочего процесса компрессора низкого давления на режимах авторотации // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 2. С. 91–98. DOI: 10.34759/vst-2023-2-91-98
  16. Гельмедов Ф.Ш., Милешин В.И., Сачкова Н.Г. и др. Методология проектирования осевого компрессора // Теплоэнергетика. 2002. № 9. С. 19–28.
  17. Жданов И.А. Методика теоретического расчета характеристики компрессора авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2009. № 3-3(19). С. 76–82.
  18. Ткаченко А.Ю. Математическая модель рабочего тела для термогазодинамического расчета газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 4. С. 180–191. DOI: 10.34759/vst-2021-4-180-191
  19. Кампти Н. Аэродинамика компрессоров / Пер. с англ. под ред. Ф.Ш. Гельмедова, Н.М. Савина. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
  20. Koch C.C. Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages // Journal of Engineering for Power. 1981. No. 103(4), pp. 645-656. DOI: 10.1115/1.3230787

## References

1. Kholshchevnikov K.V. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Theory and calculation of aircraft shovel machines), Moscow, Mashinostroenie, 1970, 610 p.
2. Nechaev Yu.N., Fedorov R.M. *Teoriya aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei. V 2 ch.* (Theory of aviation gas turbine engines. In 2 parts), Moscow, Mashinostroenie, 1977. Part 1, 312 p.
3. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Theory and calculation of aviation shovel machines), Samara, Samarskii Dom pechati, 2003, 336 p.
4. Fedorov R.M. *Kharakteristiki osevykh kompressorov* (Characteristics of axial compressors), Voronezh, Nauchnaya kniga, 2015, 220 p.
5. Prokof'ev A.B., Matveev V.N., Baturin O.V. et al. *Matematicheskie modeli potokov v lopatochnykh mashinakh dvigatelei i agregatov letatel'nykh apparatov* (Mathematical models of flows in blade machines of engines and aggregates of aircraft), Samara, Samarskii universitet, 2021, 200 p.
6. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Theory and calculation of aviation shovel machines), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 431 p.
7. Kopelev S.Z., Tikhonov N.D. *Raschet turbin aviatsionnykh dvigatelei* (Calculation of turbines of aircraft engines), Moscow, Mashinostroenie, 1974, 268 p.
8. Sten'kin E.D., Yurin A.V. *Vybor osnovnykh parametrov i gazodinamicheskii raschet oseвого mnogostupenchatogo kompressora aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei* (Selection of basic parameters and gas-dynamic calculation of axial multistage compressor of aviation gas turbine engines), Kuibyshev, Kuibyshevskii aviatsionnyi institut, 1984, 89 p.
9. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proektnyi termogazodinamicheskii raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Design thermogasodynamic calculation of the main parameters of aircraft shovel machines), Samara, SGAU, 2006, 316 p.
10. Krivosheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2016, no. 2, pp. 75–80.
11. Inozemtsev A.A., Usanin M.V., Migalev S.V. et al. *Vestnik PNIPIU. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2022, no. 71, pp. 91–98. DOI: 10.15593/2224-9982/2022.70.10
12. Marchukov E., Egorov I., Kretinin G. et al. Optimization of geometry blade for modern high pressure compressor. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. International Conference on Compressors and their Systems (9–11 September 2019; City, University of London)*. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012049
13. Fedechkin K.S., Karonik B.V. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*, 2021, no. 1(38), pp. 47–55.
14. Mileshin V.I., Semenkin V.G. Computational study of Reynolds number effect on the typical first stage of a high-pressure compressor. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 86–98.
15. Rozhkova M. V. Studying working process of the low-pressure compressor at the windmill modes. *Aerospace MAI*

- Journal*, 2023, vol. 30, no. 2, pp. 91-98. DOI: 10.34759/vst-2023-2-91-98
16. Gel'medov F.Sh., Mileschin V.I., Sachkova N.G. et al. *Teploenergetika*, 2002, no. 9, pp. 19-28.
17. Zhdanov I.A. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2009, no. 3-3(19), pp. 76-82.
18. Tkachenko A.Y. Working fluid mathematical model for the gas turbine engine thermo-gas-dynamic design. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 4, pp. 180-191. DOI: 10.34759/vst-2021-4-180-191
19. Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Krieger Publishing Company, 2nd ed., 2004, 552 p.
20. Koch C.C. Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages. *Journal of Engineering for Power*, 1981, no. 103(4), pp. 645-656. DOI: 10.1115/1.3230787

Статья поступила в редакцию 29.06.2023; одобрена после рецензирования 13.10.2023; принята к публикации 16.10.2023.

The article was submitted on 29.06.2023; approved after reviewing on 13.10.2023; accepted for publication on 16.10.2023.