

Авиационная и ракетно-космическая техника

УДК 621.452

DOI 10.18698/0536-1044-2017-12-66-76

Расширение диапазона устойчивой работы осевого компрессора изменением параметров решеток в концевых областях лопаточных венцов

Д.В. Архипов¹, Р.З. Тумашев²¹ АО «НПЦ газотурбостроения «Салют», 105118, Москва, Российская Федерация, пр-т Буденного, д. 16, к. 2² МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Extension of the Range of Stable Operation of an Axial Compressor by Changing the Parameters of the Grids in the Terminal Zone of Blading

D.V. Arkhipov¹, R.Z. Tumashev²¹ AO Salut — Gas-Turbine Engineering Research and Production Center, 105118, Moscow, Russian Federation, Budionniy Ave., Bldg. 16, Block 2² BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: d.v.arkhipov@mail.ru

i Представлены результаты численного исследования запаса устойчивой работы двухступенчатого сектора нерегулируемого осевого компрессора газотурбинного двигателя. Профилирование лопаточных венцов исходных высоконапорных ступеней выполнено по закону сохранения циркуляции вдоль радиуса с использованием модели невязкой жидкости. Предложенное увеличение на 10...15 % густоты решеток в концевых областях рабочего колеса и направляющего аппарата первой ступени, по сравнению с расчетными значениями, приводит к возрастанию подводимой работы в пристеночном слое в области концов лопаток. Поля полных давлений и скоростей потока вязкой жидкости на выходе из первой ступени выравниваются, обеспечивается более благоприятное натекание потока на лопатки последующей ступени, увеличивается с 17 до 21...22 % запас устойчивой работы сектора ступеней при практически неизменном значении коэффициента полезного действия. Расчетные исследования проведены с применением методов вычислительной гидрогазодинамики в программном комплексе ANSYS CFX с адаптацией по моделям турбулентности к рассматриваемым осевым компрессорам газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: осевой компрессор, высоконапорная ступень, газодинамическая устойчивость, диффузорность, пристеночный пограничный слой

i The results of numerical studies of the stable operation margin of the two-stage sector of an unregulated axial compressor of a gas-turbine engine are presented. Blade profiling of the original high-pressure stages is performed according to the law of conservation of circulation along the radius using a model of inviscid fluid. The proposed increase of the

grid density by 10...15 % in the terminal zone of the impeller and guide vane of the first stage, in comparison with the calculated values, leads to an increase in the work input in the near-wall layer in the area at the ends of the blades. The fields of total pressures and velocities of the viscous fluid flow at the outlet of the first stage even out, providing a more favorable inward flow onto the blades of the subsequent stages. The stable operation margin of the stages sector increases from 17 to 21...22 %, with near constant efficiency. The computational studies are performed using methods of computational fluid dynamics in ANSYS CFX with the adaptation of the turbulence models to the considered axial compressors of gas turbine engines.

Keywords: axial compressor, high-pressure stage, gas-dynamic stability, diffusion, near-wall boundary layer

В настоящее время вследствие возросших требований к массогабаритным характеристикам газотурбинных двигателей, особенно авиационного применения, происходит сокращение числа ступеней осевых компрессоров. Например, при степени повышения полного давления $\pi_k^* = 8...12$ число ступеней составляет 5...8 [1–4], что достигается увеличением аэродинамических нагрузок решеток лопаточных венцов и окружных скоростей рабочих колес (РК). При этом с учетом допускаемых напряжений в современных конструкционных материалах и требований к ресурсу двигателя приведенная окружная скорость ограничена диапазоном 350...400 м/с [1, 5, 6].

Газотурбинные двигатели работают преимущественно в режимах частичной мощности с частотой вращения, меньшей расчетной. Возникает нерасчетное обтекание лопаток РК и направляющих аппаратов (НА), а также рассогласование в работе ступеней многоступенчатого осевого компрессора (ОК). Наиболее негативно эти эффекты проявляются в первых и последних ступенях вследствие наибольшего несоответствия площадей проходных сечений изменившемуся объемному расходу рабочего тела. В первых ступенях уменьшаются коэффициенты расхода и возрастают углы атаки, что способствует отрыву потока от поверхностей лопаток с возможным возникновением вращающегося срыва и помпажа компрессора [6, 7]. Особенно это проявляется при сокращении числа ступеней осевых компрессоров, когда снижается способность последних ступеней выполнять стабилизирующую роль при срыве в одной или нескольких первых ступенях [1, 6].

Даже в расчетном режиме работы газотурбинного двигателя возникает нерасчетное обтекание лопаток из-за возникновения на ограничивающих поверхностях компрессора зон повышенных потерь, обусловленных вязкостью

среды и концевыми потерями в лопаточных венцах, которые не удается учесть в полной мере при профилировании [7–11]. На рис. 1 в качестве примера, приведена схема развития пристеночного пограничного слоя по длине проточной части компрессора, а на рис. 2 — характерные распределения осевой скорости, осредненные по шагу потерь полного давления и угла отставания потока по длине лопаток r неподвижной диффузорной решетки.

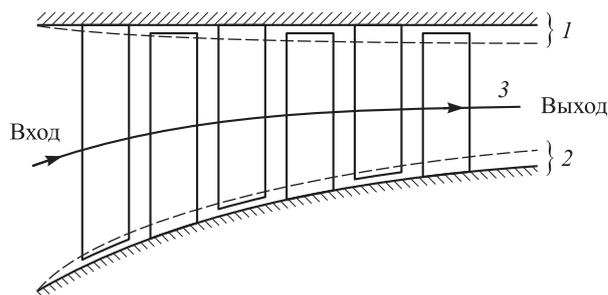


Рис. 1. Схема развития пристеночного пограничного слоя на периферийной (1) и втулочной стенках (3 — линия тока)

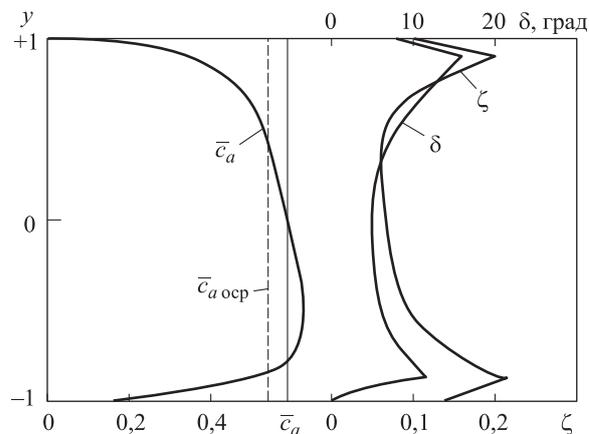


Рис. 2. Распределение осевой скорости \bar{c}_a , осредненного по шагу потерь полного давления ζ и угла отставания потока δ по длине лопаток r неподвижной диффузорной решетки ($\bar{c}_{a\text{оср}}$ — осредненная осевая скорость в плоском потоке)

Возросшие потери и углы отставания в концевых зонах в значительной мере связаны с отрывом потока в двугранном угле, образованном выпуклой поверхностью лопатки и ограничивающей поверхностью, чему способствуют перетекания поперек межлопаточного канала, а также течения в пограничном слое на поверхности лопаток вследствие неуравновешенности радиального градиента давления. На вращающихся рабочих лопатках радиальная составляющая скорости в пределах пограничного слоя направлена от корневых сечений к периферийным, в НА — наоборот. Глубина проникновения концевых потерь в ядро потока зависит от геометрических и режимных параметров решеток [6, 12, 13]. На потери и углы отставания потока существенное влияние оказывают также перетекания через радиальный зазор в рабочих и направляющих аппаратах [14–16]. На рис. 3 представлены результаты проведенного численного исследования течения в РК осевой ступени компрессора с использованием программного комплекса ANSYS CFX.

Таким образом, из расчетно-экспериментальных исследований следует, что даже в пределах одной ступени наблюдается значительное увеличение потерь и углов отставания потока в концевых сечениях лопаточных венцов. В проточной части многоступенчатого ОК деформация эпюр скоростей от первых ступеней к последним усиливается, что связано как с разви-

тием пристеночных слоев на ограничивающих поверхностях, так и с увеличением рассогласования в работе ступеней вследствие отклонения углов атаки от номинальных значений. На рис. 4 представлено распределение меридиональной скорости c_m и полного давления p^* по длине r лопаток 8-ступенчатого ОК с расчетным значением степени повышения полного давления $\pi_k^* > 7$.

Численные исследования проведены с применением CFD-методов моделирования течения в компрессоре. Степень неравномерности параметров потока вдоль радиуса и отклонение от расчетного обтекания лопаток возрастает от первой ступени к пятой, а затем стабилизируется.

Выравнивание полей скоростей и полного давления в концевых областях при входе в ступень благоприятно действует на уменьшение потерь и зон отрыва [8, 10, 17]. Такого выравнивания можно достичь подведением дополнительной работы в периферийных и втулочных областях РК многоступенчатого компрессора [8, 9, 17]. Повышенный подвод работы в концевых областях с большими потерями может привести к снижению коэффициента полезного действия (КПД) этой ступени, однако позволит увеличить суммарный КПД и запасы газодинамической устойчивости группы ступеней в результате выравнивания параметров потока на входе в последующие ступени [18, 19].

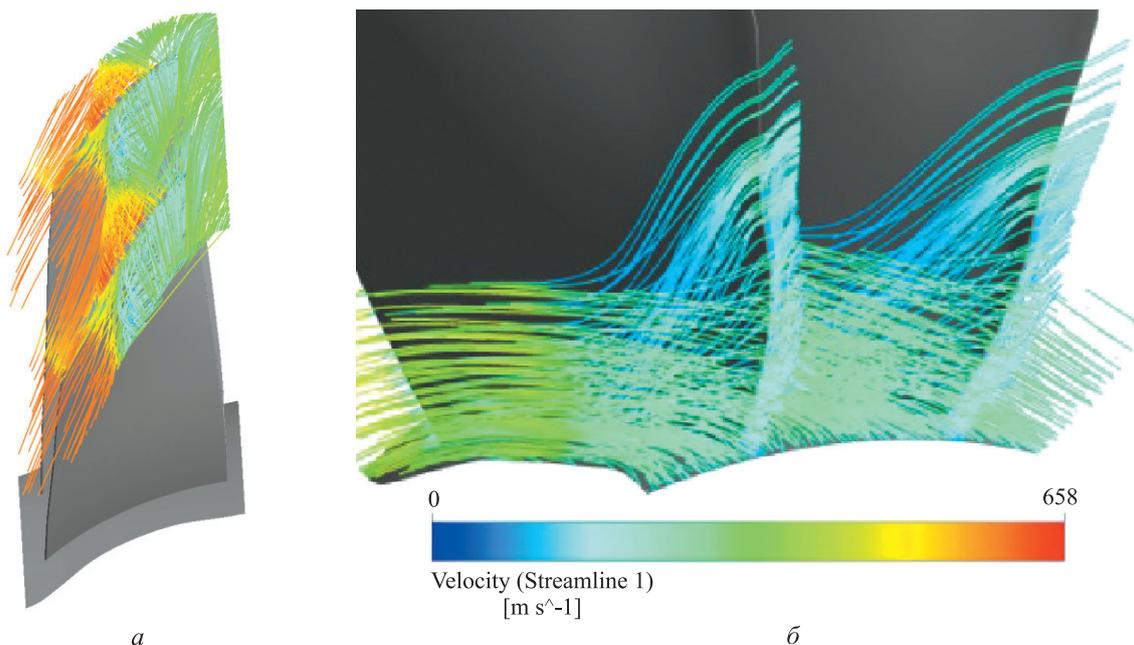


Рис. 3. Обтекание лопаток РК ступени ОК:
 а — течение через радиальный зазор в РК; б — отрыв потока в угловой зоне со стороны корыта лопатки РК

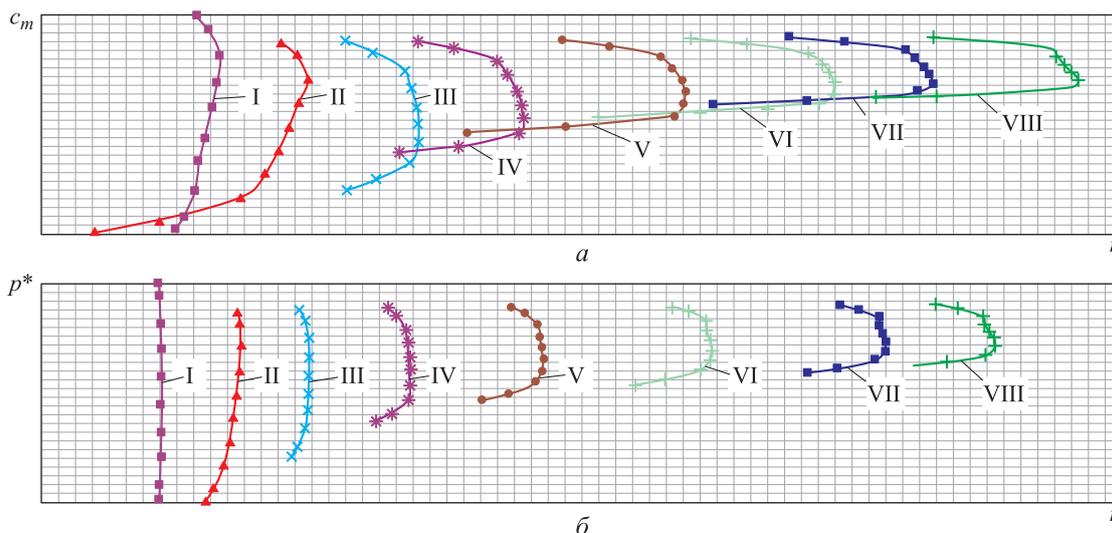


Рис. 4. Распределение меридиональной скорости c_m (а) и полного давления p^* (б) за ступенями I–VIII по длине r лопаток 8-ступенчатого ОК

В открытой литературе опубликован ряд расчетных и экспериментальных работ, выполненных преимущественно в 1960–1990 гг. (такими учеными, как Н. Хирш, Т.Ф. Балса, Г.Л. Меллор, В.С. Бекнев и др.), однако систематических данных и рекомендаций по учету концевых явлений при профилировании лопаток недостаточно. Особенно это относится к высоконапорным ступеням компрессоров и согласованию их совместной работы. Поэтому дальнейшее изучение пространственных явлений в концевых областях высоконагруженных венцов и разработка расчетных методов исследований является актуальной задачей для повышения энергетической эффективности и запасов устойчивости ступеней и компрессоров в целом в номинальном и нерасчетных режимах работы [20, 21]. Высокие значения КПД изолированных ступеней ($\eta_{ст}^* = 0,94...0,95$) достигну-

ты при благоприятных условиях на входе в ступень и уменьшаются на несколько процентов при работе в системе компрессора вследствие деформаций полей скоростей и полных давлений перед ступенью [2, 5].

В качестве объекта численного исследования влияния неравномерности параметров потока в концевых областях на эффективность многоступенчатого ОК использована модель сектора исходного варианта, состоящая из спрофилированных по закону постоянной циркуляции для невязкой жидкости ($c_u r = \text{const}$, $c_a = \text{const}$, где c_u и c_a — окружная и осевая составляющие абсолютной скорости потока) двух последовательно расположенных высоконагруженных ступеней со значениями параметров, соответствующими современным требованиям, предъявляемым к проектированию компрессоров (рис. 5, а).

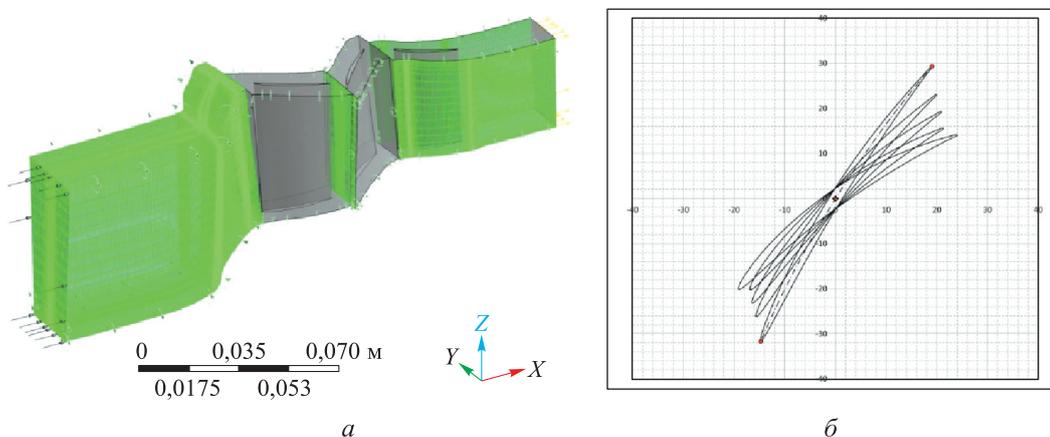


Рис. 5. Математическая модель сектора ступеней: а — 3D-модель сектора ступеней; б — графическое построение профиля в различных сечениях

При постоянном внешнем диаметре проточной части исходного варианта и умеренных значениях приведенной окружной скорости относительные диаметры втулки первой и второй ступеней соответственно $\bar{d}_1 = 0,7$, $\bar{d}_2 = 0,81$, коэффициент теоретической работы обеих ступеней $\bar{H}_{t1} = \bar{H}_{t2} = 0,35$, число Маха на периферии РК первой ступени $M_{w1} = 0,92$. Решетки профилировались для работы в номинальном режиме с 20%-ным запасом по углу поворота потока. В качестве исходного использован профиль А-40, средняя линия которого выполнена в виде дуги окружности. Профили построены с помощью полуавтоматизированной программы профилирования на базе Excel. Пример графического отображения профиля в различных сечениях приведен на рис. 5, б.

В концевых сечениях лопаток вращающихся и неподвижных венцов исходной ступени, спрофилированной с помощью модели невязкой жидкости, из-за вязкой среды образуются области с пониженными скоростями потока. Это приводит к уменьшению углов потока (рис. 6) и увеличению углов атаки $i' > i$. Здесь и далее индекс «'» указывает на параметры вязкой среды. На рис. 6 приведены планы скоростей исходной ступени при течении невязкой и вязкой жидкостей, где c_1, c_2, c'_1, c'_2 и w_1, w_2, w'_1, w'_2 — векторы скоростей при абсолютном и относительном движении потока невязкой и вязкой жидкостей; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha'_1, \alpha'_2$ и $\beta_1, \beta_2, \beta'_1, \beta'_2$ — углы потока между скоростями в абсолютном и относительном движении и окружной скоростью u рабочих лопаток; индекс «1» соответствует параметрам перед РК, индекс «2» — за РК; $r_{вт}$ и $r_{п}$ — радиус втулочного и периферийного сечения.

С увеличением углов атаки i' в концевых зонах до значений, меньших критических, угол отставания потока δ меняется незначительно.

Следовательно, изменение угла поворота потока в элементарной решетке $\Delta\beta' = \beta'_2 - \beta'_1$ в зависимости от i' происходит по закону, близкому к линейному. В концевых зонах при течении вязкой жидкости увеличиваются не только углы поворота потока $\Delta\beta'$ и подведенная работа $H'_T = u(w'_{1u} - w'_{2u})$, но и потери, связанные с нерасчетным обтеканием профилей лопаток, что приводит к снижению КПД решеток и полного давления p^* по сравнению с расчетными значениями. Возрастает аэродинамическая нагруженность решеток, сокращается запас устойчивой работы, режим течения приближается к срывному.

Уменьшить углы атаки в концевых зонах можно путем выравнивания полей скоростей при входе в лопаточные венцы, для чего необходимо подвести дополнительную работу к потоку в этих зонах с повышенными потерями. Уменьшение углов атаки в концевых зонах может привести к смещению начала срыва потока в область меньших расходов.

Теоретический напор (работа) элементарной ступени определяется окружной скоростью рабочих лопаток u , изменением окружной составляющей скорости потока в относительном движении $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}$ и может быть записан в виде

$$H_T = 2 \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{РК}} u w_1 \left(D_{\text{РК}} - 1 + \frac{w_2}{w_1} \right).$$

Здесь $(b/t)_{\text{РК}}$ — густота решетки РК; w_1 и w_2 — относительные скорости потока перед РК и за ним, м/с; $D_{\text{РК}}$ — коэффициент диффузорности решетки РК,

$$D_{\text{РК}} = 1 - \frac{c_{2a} \sin \beta_1}{c_{1a} \sin \beta_2} + \frac{\sin \beta_1}{2 \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{РК}}} \left(\text{ctg} \beta_1 - \frac{c_{2a}}{c_{1a}} \text{ctg} \beta_2 \right),$$

где c_{1a} и c_{2a} — осевые составляющие скорости потока в абсолютном движении перед РК и за

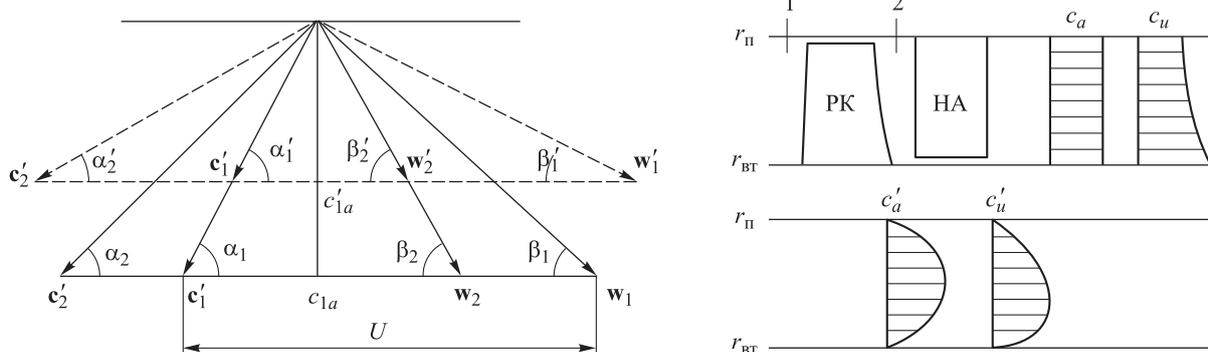


Рис. 6. Планы скоростей исходной ступени при течении невязкой и вязкой жидкостей

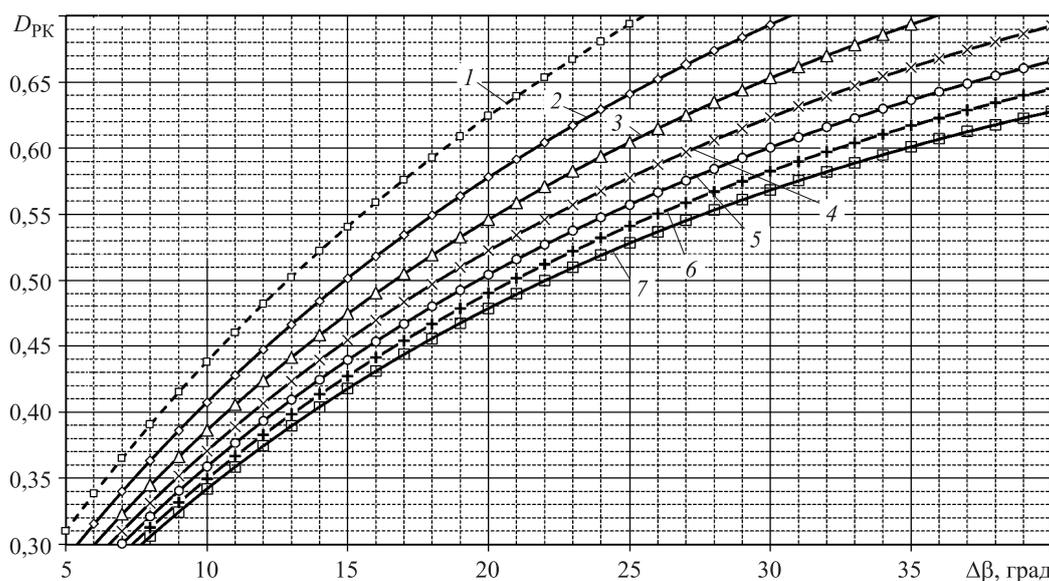


Рис. 7. Зависимость коэффициента диффузорности РК $D_{РК}$ элементарной ступени от угла поворота потока $\Delta\beta$ при различных значениях густоты решетки:
 1 — $b/t = 0,9$; 2 — $b/t = 1,1$; 3 — $b/t = 1,3$; 4 — $b/t = 1,5$; 5 — $b/t = 1,7$; 6 — $b/t = 1,9$; 7 — $b/t = 2,1$

РК, м/с; β_1 и β_2 — углы потока перед РК и за ним в относительном движении.

Коэффициент диффузорности характеризует аэродинамическую нагруженность решетки лопаточного венца, превышение которого более $D_{РК} = 0,45...0,55$ приводит к возрастанию профильных потерь и отрыву потока от поверхности лопаток. В концевых сечениях лопаточных венцов предельные значения $D_{РК}$ ниже и составляют $0,35...0,4$. Увеличение подводимой работы к потоку в концевых областях существенно зависит от угла поворота потока $\Delta\beta$, который, как следует из рис. 7, определяется в основном густотой решетки b/t при приемлемом значении диффузорности течения.

Поэтому для увеличения подводимой работы в концевых областях венцов и выравнивания полей параметров потока перед последующей ступенью можно повысить густоту решеток. Кроме того, возрастание густоты решеток в нерасчетных режимах работы может снизить рост диффузорности течения и способствовать более значительному расширению диапазона устойчивой работы. Для проведения численных исследований на базе программного комплекса ANSYS CFX создан метод расчета, позволяющий оценить эффект от подведения дополнительной работы в концевых областях лопаток.

Сеточные модели для расчета строились с учетом $y^+ = 1-2$ для модели турбулентности $k-\omega$ [22, 23]. При построении расчетной области для лопаточных венцов использовалась

сетка О-Н-типа. Степень турбулентности на входе в сектор ступеней задавалась равной 10 %, что характерно для средних и последних ступеней многоступенчатых осевых компрессоров. При расчете течения в проточной части сектора ступеней от границы запираения до рабочей точки рассматривалась задача при сочетании граничных условий: заданы полное давление и температура потока на входе в сектор ступеней; направление потока и статическая температура на выходе из сектора. От рабочей точки до границы устойчивого функционирования на входе задавались давление и температура заторможенного потока, а на выходе — расход рабочего тела (воздуха). Критерием сходимости расчета являлось установление интегральных характеристик потока при достижении значений среднеквадратичных невязок по давлению и компонентам скорости на уровне 10^{-6} . Передача данных между венцами проходила с осреднением параметров в окружном направлении по условию «Stage».

Рассмотрены лопаточные венцы с увеличенной густотой решеток в концевых сечениях по сравнению с исходным вариантом профилирования. Значения густоты на периферии и втулке исходного варианта составляли соответственно 1,4 и 1,7. Затем исследовали параметры сектора с увеличением на 10 % густоты на периферии и втулке по длине лопаток от $\bar{r} = 0$ до $\bar{r} = 0,1$ и от $\bar{r} = 0,9$ до $\bar{r} = 1$ и на 15 % по длине лопаток от $\bar{r} = 0$ до $\bar{r} = 0,15$ и от $\bar{r} = 0,85$ до

$\bar{r} = 1$, где \bar{r} — относительная длина лопаток (рис. 8).

Результаты численного анализа представлены в виде распределения параметров потока по высоте проточной части. Проанализировано изменение углов потока по сравнению с геометрическими углами лопаток, распределение полного давления на выходе из РК и ступени, меридиональной скорости, диффузорности, потерь полного давления, коэффициента расхода и теоретического напора. С помощью осреднения параметров с учетом весового коэффициента по расходу определены интегральные характеристики сектора ступеней, спрофилированных с увеличенной плотностью решеток в концевых сечениях. Интегральные характеристики представлены в виде зависимостей сте-

пени повышения полного давления от приведенного расхода воздуха и КПД сектора ступеней как в номинальном режиме работы (при частоте $\bar{n}_{пр}$, соответствующей 100 % частоты вращения ротора, $\bar{n}_{пр} = 100\%$), так и в режиме частичной мощности ($\bar{n}_{пр} = 80\%$). Голубые кривые на рис. 9 получены для исходного профиля, красные и зеленые — для профиля с увеличенной в концевых сечениях плотностью решеток на 10 и 15 % соответственно.

Установлено, что КПД сектора ступеней практически не меняется, а запас газодинамической устойчивости существенно зависит от увеличения плотности решеток в концевых областях лопаточных венцов как в номинальном режиме работы, так и в режиме частичной мощности (см. таблицу).

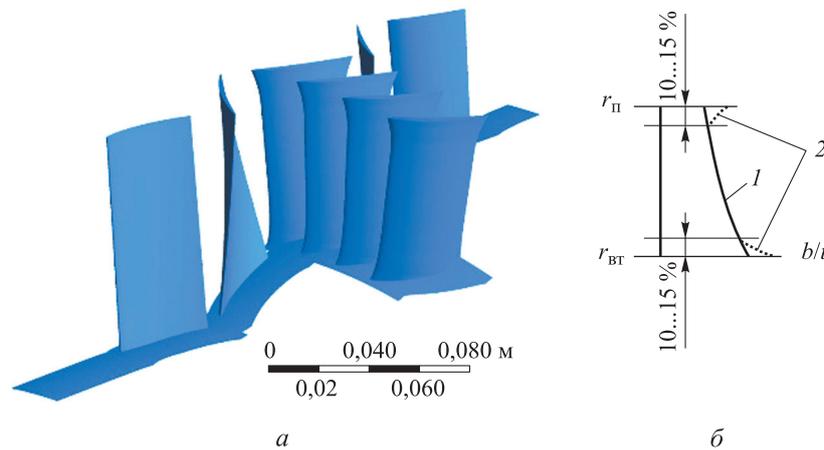


Рис. 8. Модель сектора ступеней, спрофилированных с увеличенной плотностью решеток в концевых областях:

a — 3D-модель сектора; *б* — распределение плотности решетки (b/t) по длине лопаток исходной ступени (1) и ступени с увеличенным подводом работы в концевых сечениях (2)

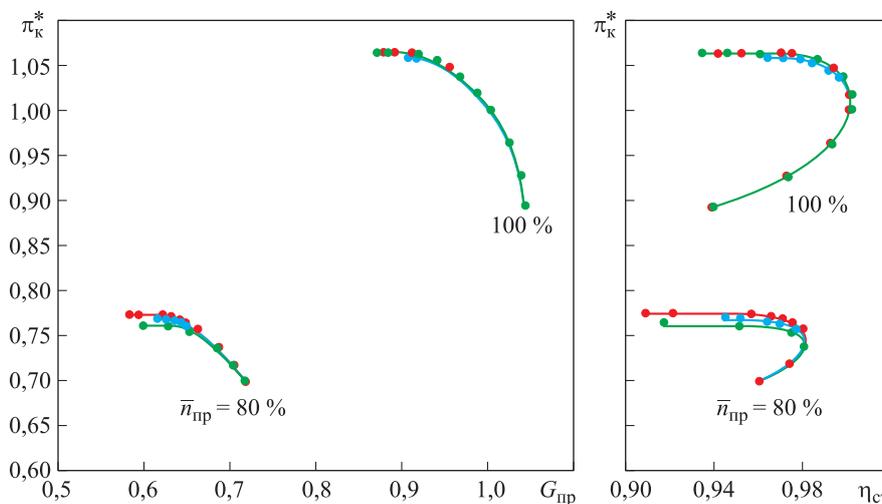


Рис. 9. Зависимости степени повышения полного давления π_k^* от приведенного расхода воздуха $G_{пр}$ (*a*) и КПД сектора ступеней $\eta_{ст}$ (*б*) при $\bar{n}_{пр} = 80$ и 100 %

Значения запаса газодинамической устойчивости ΔK_y , %, сектора ступеней

Вариант профилирования	Частота вращения	
	$\bar{n}_{пр} = 80 \%$	$\bar{n}_{пр} = 100 \%$
Исходный	15,6	17,0
С увеличенной в концевых сечениях густотой решеток $\Delta(b/t)$:		
на 10 %	22,9	21,2
на 15 %	17,9	22,1

Запас газодинамической устойчивости определяется выражением

$$\Delta K_y = \left[\frac{(\pi_k^*/G_{пр})_{гр}}{(\pi_k^*/G_{пр})_р} - 1 \right] \cdot 100 \%,$$

где $G_{пр}$ — приведенный расход; индекс «гр» соответствует режиму на границе устойчивой работы; индекс «р» — расчетному режиму работы.

Исходный сектор ступеней нерегулируемого ОК, спрофилированный по закону постоянной циркуляции с использованием модели невязкой жидкости, при частоте $\bar{n}_{пр} = 100 \%$ имел относительно заданной расчетной точки запас устойчивости $\Delta K_y = 17 \%$, а при $\bar{n}_{пр} = 80 \%$ — $\Delta K_y = 15,6 \%$. При увеличении густоты в области втулки и периферии на 10 % запас газодинамической устойчивости в режиме $\bar{n}_{пр} = 100 \%$ вырос до 21,2 %, а в режиме $\bar{n}_{пр} = 80 \%$ — до 22,9 %. Повышение густоты на 15 % при $\bar{n}_{пр} = 100 \%$ привело к возрастанию ΔK_y до 22,1 %, а при $\bar{n}_{пр} = 80 \%$ — до 17,9 %.

Выводы

1. С помощью модели невязкой жидкости течения спрофилированы высоконагруженные

лопаточные венцы сектора исходного нерегулируемого ОК, состоящего из двух ступеней с постоянной циркуляцией скорости потока вдоль радиуса, а также варианта с увеличенной густотой решеток (по сравнению с таковой у исходного ОК) в концевых областях РК и НА первой ступени.

2. С применением разработанного и верифицированного метода расчета параметров потока в проточной части ОК на базе программного комплекса ANSYS CFX выполнены численные исследования обоих вариантов лопаточных венцов. Установлено, что сектор ступеней с увеличенной на 10 и 15 % густотой решеток в крайних сечениях первой ступени имеет лучшую газодинамическую устойчивость, а запас устойчивости повышается с 17 % соответственно до 21,2 и 22,1 % при расчетной частоте вращения ротора и с незначительным увеличением КПД. Достигнутый положительный эффект обусловлен снижением диффузорности течения и ростом подведенной работы в концевых областях, приведшей к выравниванию полей скоростей и полных давлений и уменьшению рассогласования в работе ступеней. Аналогичные качественные результаты достигнуты при частоте, составляющей 80 % расчетного значения.

3. Разработанный метод позволяет скорректировать густоту решеток в концевых областях лопаточных венцов нерегулируемого ОК для повышения газодинамической устойчивости при сохранении или некотором увеличении КПД.

4. Целесообразно проведение дальнейших исследований компрессоров со ступенями, спрофилированными с учетом вязкости среды и реальным распределением параметров потока по длине лопаток.

Литература

- [1] Кампсти Н. *Аэродинамика компрессоров*. Москва, Мир, 2000. 688 с.
- [2] Скибин В.А., Солонин В.И., ред. *ЦИАМ 1980–2000. Научный вклад в создание авиационных двигателей*. В 2 кн. Кн. 1. Москва, Машиностроение, 2000. 616 с.
- [3] Скибин В.А., Солонин В.И., ред. *Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечение создания перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор)*. Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2010. 680 с.
- [4] Работа Rolls-Royce по программам Advance и UltraFan. *Обозрение ЦИАМ по материалам СМИ. Сер. Авиационное двигателестроение*, 2016. № 39.
- [5] *Авиадвигатели для будущих военных самолетов. Обозрение ЦИАМ по материалам СМИ. Сер. Авиационное двигателестроение*, 2016, № 3.

- [6] Грохем Р., Костилоу Э. *Срыв в компрессоре и вибрация лопаток. Т. 2. Аэродинамический расчет осевых компрессоров*. Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 1964. 841 с.
- [7] Хантер И.Х., Кампсти Н.А. Развитие пристеночного пограничного слоя на корпусе при переходе через изолированное рабочее колесо компрессора. *Энергетические машины и установки*, 1982, т. 104, № 4, с. 88–96.
- [8] Балса Т.Ф., Меллор Г.Л. Расчет характеристик осевого компрессора с применением теории пограничного слоя на кольцевой стенке. *Энергетические машины и установки*, 1975, № 3, с. 1–17.
- [9] Бекнев В.С., Тумашев Р.З. Концевые явления при проектировании осевого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 1999, № 3, с. 50–57.
- [10] Хирш Н. Пограничные слои на втулке и корпусе осевых компрессоров. *Энергетические машины и установки*, 1974, № 4, с. 96–109.
- [11] Акулов В.А., Климнюк Ю.И., Сенькин Е.Д. Исследование газодинамической устойчивости осевых компрессоров ТРДД с притрактовыми втулочными полостями. *Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей*, 1980, № 3, с. 40–51.
- [12] Белоусов А.Н., Бочкарев С.К., Григорьев В.А., Кузьмичев В.С., Радько В.М. *Основы теории, расчета и проектирования воздушно-реактивных двигателей*. Москва, Машиностроение, 2011. 198 с.
- [13] Старцев Н.И. *Конструкция и проектирование турбокомпрессора ГТД*. Самара, СГАУ им. С.П. Королёва, 2006. 235 с.
- [14] Абдельвахид М.Б., Федоров Р.М. Расчет влияния радиального зазора на характеристики ступени осевого компрессора. *Насосы. Турбины. Системы*, 2013, № 1(6), с. 44–52.
- [15] Ковалева Е.А., Коваль В.А., Романов В.В. Влияние радиального зазора на границу срыва осевых компрессоров. *Современные технологии в газотурбостроении*, 2013, № 3/12(63), с. 9–12.
- [16] Абдельвахид М.Б., Федоров Р.М. Расчет влияния радиального зазора на характеристику КНД двигателя РД-33. *Вестник СГАУ*, 2012, № 3(34), с. 23–27.
- [17] Столяров А.В. Исследование влияния радиальной неравномерности потока на характеристики ступени осевого компрессора. *Энергомашиностроение*, 1976, № 1, с. 17–20.
- [18] Бекнев В.С., Михальцев В.Е. *Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок*. Москва, Машиностроение, 1983. 392 с.
- [19] Архипов Д.В. Особенности аэродинамического проектирования высоконапорных ступеней многоступенчатых осевых компрессоров. *Вестник МГТУ им. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2010, № 3(80), с. 77–80.
- [20] Герасименко В.П., Шелковский М.Ю. Комплексное аэродинамическое совершенствование компрессоров ГТД. *Вестник двигателестроения*, 2013, № 2, с. 69–72.
- [21] Коваль В.А., Васильев Б.П. Определение концевых потерь в ступени осевого компрессора на предсрывных режимах работы. *Конверсия в машиностроении*, 2005, № 1–2, с. 141–145.
- [22] Шелковский М.Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного течения в компрессоре. *Современные технологии в газотурбостроении*, 2012, № 3/10(57), с. 60–65.
- [23] Герасименко В.П., Шелковский М.Ю. Расчетно-экспериментальное исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток в системе многоступенчатого компрессора. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2012, № 8(95), с. 61–66.

References

- [1] Kampsti N. *Aerodinamika kompressorov* [Aerodynamics of compressors]. Moscow, Mir publ., 2000. 688 p.
- [2] TsIAM 1980–2000. *Nauchnyi vklad v sozдание aviatsionnykh dvigatelei* [CIAM 1980–2000. The scientific contribution to creation of aviation engines]. Ed. Skibin V.A., Solonin V.I. Moscow, Mashinostroenie publ., 2000, B. 1. 616 p.
- [3] *Raboty vedushchikh aviadvigatelistroitel'nykh kompanii v obespechenie sozdaniia perspektivnykh aviatsionnykh dvigatelei (analiticheskii obzor)* [The work of the leading aircraft engine building companies in ensuring the creation of promising aircraft engines (analytical

- review)]. Ed. Skibin V.A., Solonin V.I. Moscow, TsIAM im. P.I. Baranova publ., 2010. 680 p.
- [4] Rabota Rolls-Royce po programmam Advance i UltraFan [The work of Rolls-Royce in the programs, Advance and UltraFan]. *Obozrenie TsIAM po materialam SMI. Ser. Aviatsionnoe dvigatelestroenie* [See CIAM according to the media. Ser. Aircraft engine]. 2016, no. 39.
- [5] Aviadvigateli dlia budushchikh voennykh samoletov [The engines for future military aircraft]. *Obozrenie TsIAM po materialam SMI. Ser. Aviatsionnoe dvigatelestroenie* [See CIAM according to the media. Ser. Aircraft engine]. 2016, no. 3.
- [6] Grokhem R., Kostilou E. *Sryv v kompressore i vibratsiia lopatok. T. 2: Aerodinamicheskii raschet osevykh kompressorov* [The failure in the compressor and the vibration of the blades. Vol. 2: Aerodynamic calculation of axial compressors]. Moscow, TsIAM im. P.I. Baranova publ., 1964. 841 p.
- [7] Khanter I.Kh., Kampsti N.A. Razvitie pristenochного pogranichного sloia na korpuse pri perekhode cherez izolirovannoe rabochee koleso kompressora [The development of the wall boundary layer on the body when going through an isolated impeller of the compressor]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki* [Power machines and plants]. 1982, vol. 104, no. 4, pp. 88–96.
- [8] Balsa T.F., Mellor G.L. Raschet kharakteristik oseвого kompressora s primeneniem teorii pogranichного sloia na kol'tsevoi stenke [Calculation of the characteristics of an axial compressor using the theory of the boundary layer on the annular wall]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki* [Power machines and plants]. 1975, no. 3, pp. 1–17.
- [9] Beknev V.S., Tumashev R.Z. Kontsevye iavleniia pri proektirovanii oseвого kompressora [End phenomena at axial compressor designing]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 1999, no. 3, pp. 50–57.
- [10] Khirsh N. Pogranichnye sloi na vtulke i korpuse osevykh kompressorov [Boundary layers on the hub and body of axial compressors]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki* [Power machines and plants]. 1974, no. 4, pp. 96–109.
- [11] Akulov V.A., Klimniuk Iu.I., Sen'kin E.D. Issledovanie gazodinamicheskoi ustoichivosti osevykh kompressorov TRDD s pritraktovymi vtulochnymi polostiami [The study of gas-dynamic stability of an axial compressor turbofan engine protectowire stub cavities]. *Proektirovanie i dovodka aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* [Design and debugging of aviation gas turbine engines]. 1980, no. 3, pp. 40–51.
- [12] Belousov A.N., Bochkarev S.K., Grigor'ev V.A., Kuz'michev V.S., Rad'ko V.M. *Osnovy teorii, rascheta i proektirovaniia vozdušno-reaktivnykh dvigatelei* [Fundamentals of the theory, calculation and design of jet engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2011. 198 p.
- [13] Startsev N.I. *Konstruktsiia i proektirovanie turbokompressora GTD* [The construction and design of the turbocharger GTD]. Samara, SGAU im. S.P. Koroleva publ., 2006. 235 p.
- [14] Abdel'vakhid M.B., Fedorov R.M. Raschet vliianiia radial'nogo zazora na kharakteristiki stupeni oseвого kompressora [Calculation of tip clearance effect on characteristics of axial compressor stage]. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems]. 2013, no. 1(6), pp. 44–52.
- [15] Kovaleva E.A., Koval' V.A., Romanov V.V. Vliianie radial'nogo zazora na granitsu sryva osevykh kompressorov [The effect of radial clearance on the border of failure of axial compressors]. *Sovremennye tekhnologii v gazoturbostroenii* [Modern technologies in gas-turbine construction]. 2013, no. 3/12(63), pp. 9–12.
- [16] Abdel'vakhid M.B., Fedorov R.M. Raschet vliianiia radial'nogo zazora na kharakteristiku KND dvigatel'ia RD-33 [Computation of tip clearance effect on characteristic of low pressure compressor of engine RD-33]. *Vestnik SGAU* [Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering]. 2012, no. 3(34), pp. 23–27.
- [17] Stoliarov A.V. Issledovanie vliianiia radial'noi neravnomernosti potoka na kharakteristiki stupeni oseвого kompressora [Study of the effect of the radial nonuniformity of flow on the characteristics of this stage of the axial compressor]. *Energomashinostroenie* [Engineering]. 1976, no. 1, pp. 17–20.
- [18] Beknev V.S., Mikhal'tsev V.E. *Turbomashiny i MGD-generatory gazoturbinnnykh i kombinirovannykh ustanovok* [Turbomachines and MHD-generators for gas turbine and combined plants]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1983. 392 p.

- [19] Arkhipov D.V. Osobennosti aerodinamicheskogo proektirovaniia vysokonapornykh stupeni mnogostupenchatyykh osevykh kompressorov [Peculiarities of Aerodynamic Design of High-Pressure Stages of Multistage Axial Compressors]. *Vestnik MGTU im. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2010, no. 3(80), pp. 77–80.
- [20] Gerasimenko V.P., Shelkovskii M.Iu. Kompleksnoe aerodinamicheskoe sovershenstvovanie kompressorov GTD [Complex aerodynamic perfection of compressors of GTE]. *Vestnik dvigatelestroeniia* [Herald of aeroenginebuilding]. 2013, no. 2, pp. 69–72.
- [21] Koval' V.A., Vasil'ev B.P. Opredelenie kontsevykh poter' v stupeni oseвого kompressora na pedsryvnykh rezhimakh raboty [The definition of the end losses in a stage of an axial compressor for predstavnik modes]. *Konversia i mashinostroeniia* [Conversion in engineering]. 2005, no. 1–2, pp. 141–145.
- [22] Shchelkovskii M.Iu. Verifikatsiia programmogo kompleksa ANSYS CFX dlia chislennogo analiza trekhmernogo techeniia v kompressore [Verification of program complex ANSYS CFX for numerical analysis of three-dimensional flow in the compressor]. *Sovremennyye tekhnologii v gazoturbostroeniia* [Modern technologies in gas-turbine construction]. 2012, no. 3/10(57), pp. 60–65.
- [23] Gerasimenko V.P., Shelkovskii M.Iu. Raschetno-eksperimental'noe issledovanie gazodinamicheskikh kharakteristik kompressornykh reshetok v sisteme mnogostupenchatogo kompressora [Numerical and experimental investigation of gas dynamic characteristics of compressor gratings in the system of a multistage compressor]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiiia* [Aerospace engineering and technology]. 2012, no. 8(95), pp. 61–66.

Статья поступила в редакцию 10.10.2017

Информация об авторах

АРХИПОВ Дмитрий Валерьевич (Москва) — заместитель начальника конструкторского бюро перспективных разработок. АО «НПЦ газотурбостроения «Салют» (105118, Москва, Российская Федерация, пр-т Буденного, д. 16, к. 2, e-mail: d.v.arkhipov@mail.ru).

ТУМАШЕВ Рамиль Зарифович (Москва) — доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

ARKHIPOV Dmitriy Valerievich (Moscow) — Deputy Head, Design Bureau for Advanced Developments. AO Salut — Gas-Turbine Engineering Research and Production Center (105118, Moscow, Russian Federation, Budionniy Ave., Bldg. 16, Block 2, e-mail: d.v.arkhipov@mail.ru).

TUMASHEV Ramil Zarifovich (Moscow) — Associate Professor, Gas-Turbine and Non-Traditional Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).