

УДК 621.452.3.03-226:621.515

В. П. ГЕРАСИМЕНКО¹, М. Ю. ШЕЛКОВСКИЙ²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина*² *“Заря”-“Машпроект” ГП НПКГ, Николаев, Украина*

К ОПТИМАЛЬНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ОСЕВОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Предложена методика профилирования лопаточных венцов осевого многоступенчатого компрессора. По результатам экспериментальных исследований многоступенчатых осевых компрессоров определены новые обобщающие зависимости, устанавливающие связь между геометрическими параметрами решеток профилей и их газодинамическими характеристиками, для учета особенностей пространственной формы течения на этапе решения обратной задачи проектирования. Тестовая аэродинамическая оптимизация лопаточных систем экспериментально исследованных многоступенчатых компрессоров с использованием предложенных подходов позволила получить коэффициент полезного действия высоконапорных компрессорных ступеней на уровне 0,92...0,93 и повысить эффективность многоступенчатых осевых компрессоров на 1,0-2,4%.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, компрессор, лопаточный венец, трехмерное математическое моделирование.

Введение

Высокий уровень термодинамического совершенства современных газотурбинных двигателей простого цикла обусловлен достигнутыми параметрами их рабочего процесса. При этом повышение аэродинамической эффективности многоступенчатого компрессора путем учета сложного трехмерного характера течения в лопаточных венцах при их профилировании остается актуальной задачей. Инструментом для ее решения на сегодняшний день являются экспериментальные и CFD (computational fluid dynamics) исследования потока в лопаточных венцах.

Поиск оптимального профилирования даже отдельной ступени – это сложная задача, отличающаяся многокритериальностью, многопараметричностью и многоэкстремальностью [1-4].

Цель работы

Проектирование многоступенчатого компрессора выполняется на основе теории потенциального обтекания решеток профилей с дальнейшим расчетом пограничного слоя [5], по данным экспериментальных исследований плоских решеток профилей [2], путем 3D-профилирования лопаточной системы [6] или на основе испытаний модельных ступеней [7]. В последнем случае выбор модельных ступеней ограничен, поэтому не всегда имеется воз-

можность спроектировать компрессор на заданные параметры.

Целью данной работы является создание методики оптимального проектирования лопаточных венцов многоступенчатого осевого компрессора с учетом ограничений, на базе экспериментальных и CFD-исследований.

Результаты исследования

Проектирование лопаточной системы многоступенчатого осевого компрессора (МОК) осуществляется в несколько этапов, последовательность и взаимосвязь которых представлена в виде структурной схемы (рис. 1). При заданном расходе газа, частоте вращения ротора, степени повышения полного давления, параметрах газа на входе выполняется расчет на среднем радиусе при выбранной геометрии проточной части, принятом изменении степени повышения давления и реактивности вдоль МОК, с учетом влияния профильных, вторичных и концевых потерь на КПД и коэффициент изэнтропийного напора [2].

Геометрия рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА) по высоте проточной части МОК формируется по результатам решения обратной задачи в осесимметричной постановке [2]. При этом параметры потока определяются решением уравнения радиального равновесия:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} - \frac{c_{mer}^2 \cdot \cos \alpha_{mer}}{R_m}, \quad (1)$$

где c_u , c_{mer} - окружная и меридиональная составляющие абсолютной скорости потока;

α_{mer} - угол между меридиональной и осевой составляющими абсолютной скорости потока;

R_m - радиус кривизны линий тока;

методом конечных разностей, а значение приведенной скорости на втулке является константой интегрирования и итерационно уточняется по пропускной способности МОК.

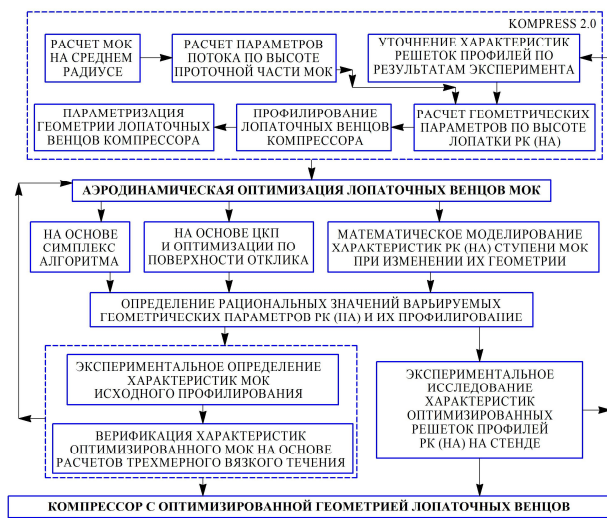


Рис. 1. Структурная схема методики аэродинамического совершенствования лопаточных венцов МОК

Для определения коэффициента запаса по расходу K_G [2] на входе в ступень МОК на расчетном режиме работы используется зависимость:

$$K_G = \prod_{s=1}^j (a_{s1kg} K_{KGs}^4 + a_{s2kg} K_{KGs}^3 + a_{s3kg} K_{KGs}^2 + a_{s4kg} K_{KGs} + a_{s5kg}), \quad (2)$$

где K_{KGs} - массив газодинамических и геометрических параметров, включающий порядковый номер ступени МОК, относительную высоту пера лопатки, относительный диаметр на входе в ступень, фактор диффузорности межлопаточных каналов РК и НА предыдущей ступени, относительные окружные координаты осей тороидальных поверхностей входной кромки НА предыдущей ступени;

$a_{s1kg} - a_{s5kg}$ - массив эмпирических коэффициентов.

По известным параметрам потока выполняется расчет геометрии лопаток заданием углов атаки и отставания на соответствующих сечениях по высоте проточной части с использованием графических зависимостей [8], полученных в аналитическом виде:

$$i_{PK} = K_F \cdot K_t \cdot i_{0,PK} + \theta_{PK} \cdot n_{PK}, \quad (3)$$

$$\delta_{PK} = K_{\delta F} \cdot K_{\delta t} \cdot \delta_{0,PK} + \frac{m_{PK}}{(b/t)_{PK}^{\tau}} \cdot \theta_{PK}, \quad (4)$$

$$\tau = 0,9658 - 0,2308 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right) + 0,3225 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^2 - 1,2045 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^3, \quad (5)$$

$$K_t = 0,19554839 \cdot \bar{C}_m - 0,0141656 \cdot \bar{C}_m^2 + 0,00056403 \cdot \bar{C}_m^3 - 0,0000097 \cdot \bar{C}_m^4, \quad (6)$$

$$K_{\delta t} = 0,00021 \cdot \bar{C}_m^3 - 0,00021 \cdot \bar{C}_m^2 + 0,0808 \cdot \bar{C}_m, \quad (7)$$

$$i_{0,PK} = [11,8335 \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^6 - 25,3013 \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^5 + 6,7466 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^4 + 9,5258 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^3 - 7,1536 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^2 + 9,4034 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)] \times [0,0129 \cdot (b/t)^2 + 0,9805 \cdot (b/t)], \quad (8)$$

$$\delta_{0,PK} = [0,9627 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^6 + 2,1802 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^5 + 3,6578 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^4] \cdot [0,2522 \left(\frac{b}{t}\right)^2 + 0,6988 \left(\frac{b}{t}\right)] + [0,9963 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right) + 2,1429 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^2 - 2,0741 \cdot \left(\frac{90-\beta_1}{100}\right)^3] \cdot [1,739 \cdot \left(\frac{b}{t}\right) - 0,4984 \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2], \quad (9)$$

где \bar{C}_m - относительная максимальная толщина, отнесенная к хорде профиля, в %;

$\left(\frac{b}{t}\right)$ - густота решетки;

β_1 - угол потока на входе в решетку (отсчет углов здесь и далее от окружного направления).

Соответствующие величины для НА вычисляются по зависимостям (3) - (9) с соответствующей заменой β_1 на α_2 .

Коэффициенты η_{PK} , m_{PK} , η_{HA} , m_{HA} , в отличие от работы [8], определяются произведением аппроксимирующих функций, для учета пространственной формы течения и трехмерной геометрии лопаток на этапе 2D-расчетов, в виде:

$$Y_t^{3D} = \prod_{s=1}^j (a_{1ts}K_s^4 + a_{2ts}K_s^3 + a_{3ts}K_s^2 + a_{4ts}K_s + a_{5ts}), \quad (10)$$

где Y_t^{3D} - определяемый коэффициент;

K_s - массив газодинамических и геометрических параметров, который включает угол потока и число Маха на входе в решетку, угол наклона линии тока в меридиональной плоскости, отношения осевой скорости и плотности потока, осевой скорости к осевой скорости на среднем радиусе, изменение плотности, число Рейнольдса, параметры нагрузки и вращения РК, угол раскрытия эквивалентного диффузора, фактор диффузорности, коэффициент S-образности формы средней линии профиля, отношение ширины горла решетки к ширине струи, входящей в межлопаточный канал и выходящей из межлопаточного канала, угол изгиба профиля, относительные окружные координаты осей тороидальных поверхностей входной и выходной кромок, относительные координаты положения максимального прогиба и максимальной толщины профиля, его толщины вблизи входной и выходной кромок, угол установки профиля в решетке, относительную высоту лопатки, густоту решетки, относительную максимальную толщину профиля, геометрический угол, соответствующий 0,25 и 0,78 длины хорды профиля, относительный диаметр на входе в венец;

$a_{1ts} - a_{5ts}$ - массив эмпирических коэффициентов.

Лопатки РК (НА) проверяются на предельную нагрузку по фактору диффузорности. Кроме того, их геометрия по высоте выбирается по отношению ширины горла к ширине струи, входящей в межлопаточный канал (на режимах срыва, минимума потерь и запания). Указанные величины, а также изменение КПД РК и коэффициента восстановления полного давления НА по высоте определяются соотношением (10) и матрицей соответствующих эмпирических коэффициентов.

Коэффициенты $a_{1ts} - a_{5ts}$, $a_{slkg} - a_{s5kg}$ установлены по результатам экспериментальных исследований более чем 230 лопаточных венцов различных МОК. Зависимости угла отставания потока и коэффициента потерь полного давления от угла атаки в 23 сечениях каждого венца по радиусу были

определены в ходе обработки опытных данных методом балансировок [9], а также траверсирования потока по высоте проточной части МОК и, кроме того, с привлечением результатов 3D CFD-расчетов по верифицированным моделям (для повышения точности описания характерных режимов). Оптимальные углы атаки определяются по минимуму коэффициента потерь, а режимы срыва и запания потока – по двукратному превышению коэффициента потерь над минимальной величиной. Значения $a_{1ts} - a_{5ts}$, $a_{slkg} - a_{s5kg}$, соответствующие полученным трем массивам данных (на режимах срыва потока, запания, минимума потерь), находятся итерационным приближением – пошаговым подключением каждого параметра (геометрического или газодинамического) и степенью его влияния на итоговый результат по коэффициентам корреляции, детерминации и среднеквадратическому отклонению ошибки определения $Y_t^{3D}(K_G)$. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений, например, коэффициентов m_{PK} , η_{PK} отражает достоверность полученных зависимостей (рис. 2). В то же время, абсолютная погрешность определения m_{PK} по известным соотношениям [2] составляет до 0,2.

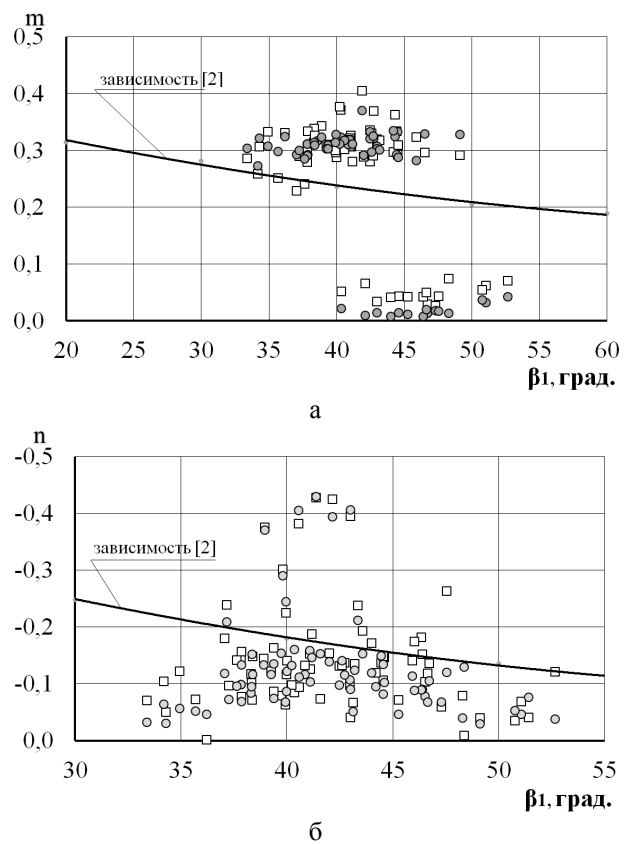


Рис. 2. Зависимость коэффициента m_{PK} (а) и η_{PK} (б) от угла входа потока:
 □ - Результаты эксперимента ○ - Расчет по модели

Формирование геометрии лопаток РК (НА) с учетом изложенных принципов выполняется на основе разработанного комплекса программ “Kompres 2.0”, особенностью которого является применение параметрических моделей лопаточных венцов, адаптированных для аэродинамической оптимизации [10], учет радиальной неравномерности потока при выборе формы тангенциального навала лопаток НА [11], а также использование зависимостей (2), (10).

Для 3D моделирования потока используется программный комплекс ANSYS CFX. Его верификация на базе исследования известных плоских решеток профилей и ряда МОК показала целесообразность использования SST-модели турбулентности и густоты сетки 1,5 млн ячеек на венец при значениях $u^+ < 2$.

Для итерационного изменения геометрического угла выхода по высоте лопатки в ходе 3D CFD-расчетов используются упрощенные зависимости, полученные по результатам CFD-расчетов плоских решеток профилей различной геометрии:

$$m_{PK(НА)} = f(P_S; b/t; \beta_I; \theta);$$

$$P_S = f(C_0; C_1; C_2; C_3; C_4; C_5; \beta_{II}; \theta), \quad (11)$$

где β_{II} - геометрический угол входа;

θ - угол изгиба профиля;

$C_0; C_1; C_2; C_3; C_4; C_5$ - коэффициенты, определяющие форму межлопаточного канала [10].

Перо лопатки формируется сопряжением соответствующих сечений по высоте с использованием принципа нанизывания исходного симметричного профиля на среднюю линию. Распределение толщины профиля вдоль его средней линии (рис. 3) описывается полиномом, абсциссы точек которого определяются по формуле:

$$\overline{X_{CM j}} = (\overline{X_{CM j}})_{исх} \cdot [Q_1 \cdot (h_0 \cdot (K_{L пер 1} - K_{L вт 1}) + K_{L вт 1}) + Q_2 \cdot (h_0 \cdot (K_{L пер 2} - K_{L вт 2}) + K_{L вт 2})], \quad (12)$$

где $(\overline{X_{CM j}})_{исх}$ - абсциссы соответствующих точек исходного симметричного профиля;

Q_1, Q_2 - коэффициенты, которые принимаются равными $Q_1 = 1, Q_2 = 0$ (для точек СМ2 - СМ4); $Q_1 = 0, Q_2 = 1$ (для точек СМ6 - СМ8).

$K_{L пер 1}, K_{L вт 1}, K_{L пер 2}, K_{L вт 2}$ - варьируемые параметры.

Далее аэродинамическое совершенствование лопаточных венцов выполняется путем численного

решения уравнений Навье-Стокса с помощью программного комплекса ANSYS CFX, в зависимости от типа решаемой задачи с использованием симплекс-метода оптимизации [12], поиском экстремума на поверхности отклика, предварительно полученной с помощью центрального композиционного планирования [13], либо методом моделирования характеристик лопаточных венцов при изменении их геометрии [14].

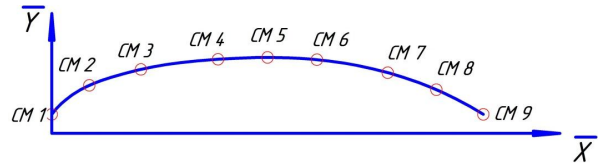


Рис. 3. Распределение относительной толщины профиля вдоль средней линии

Задача оптимизации пространственной формы лопаточных венцов формулируется следующим образом. Найти:

$$\min_x f(\psi); \psi \in SP;$$

$$SP = \{x \in \mathfrak{S}^n \mid g_i(\psi) \leq 0, i = 1, \dots, m\}, \quad (13)$$

$$s_j(\psi) = 0, j = 1, \dots, p; a_k \leq \psi_k \leq b_k, k = 1, \dots, n\},$$

где $f(\psi)$ - целевая функция;

SP - пространство параметров;

ψ - вектор параметров;

$g_i(\psi), s_j(\psi)$ - функции ограничения;

a_k, b_k - граничные значения параметров.

Целевой функцией является интегральный критерий, определяемый на номинальной частоте вращения:

$$F = -[S_{21} \cdot \frac{(\eta_k^*)_{HP}}{[(\eta_k^*)_{HP}]_{исх}} + S_{22} \cdot \frac{(\pi_k^*/G_{Впр})_{ГУР} / (\pi_k^*/G_{Впр})_{HP}}{[(\pi_k^*/G_{Впр})_{ГУР} / (\pi_k^*/G_{Впр})_{HP}]_{исх}}], \quad (14)$$

где S_{21}, S_{22} - весовые коэффициенты; индексы ГУР и HP означают значение соответствующего параметра вблизи границы устойчивой работы и на номинальном режиме работы МОК соответственно.

Верификация разработанной методики оптимального проектирования выполнена путем сопоставления расчетных характеристик, исходных и оптимизированных МОК.

Одним из объектов для исследований является трехступенчатый компрессор. Его изэнтропический КПД на номинальном режиме работы по результатам эксперимента составил $\eta_k^* = 0,859$, при проектной величине $\eta_k^* = 0,890$ (расчётный изэнтропический КПД по результатам 3D CFD-расчёта $\eta_k^* = 0,861$). Экспериментальный и CFD анализ течения исходной лопаточной системы показали интенсивные отрывные течения в межлопаточных каналах НА первой, РК и НА второй ступени на расчетном режиме работы. В НА первой ступени в периферийных и втулочных областях вблизи выходных кромок на стороне разрежения существуют обширные отрывные области, охватывающие почти треть проточной части и приводящие к повышенным потерям кинетической энергии (рис. 4).

Аэродинамическая оптимизация лопаточных венцов ступеней компрессора выполнялась симплекс-методом. Лопатки НА были переоптимизированы введением тангенциального навала. Ограничениями при вариантном изменении геометрии являлись сохранение размеров ротора по замковой и дисковой части, а также количества лопаток РК и НА.

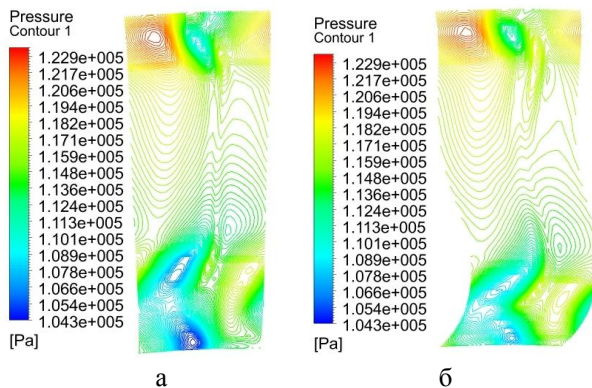


Рис. 4. Изолинии статического давления на выходе из НА первой ступени трехступенчатого компрессора на номинальном режиме работы: а – исходный МОК, б – модернизированный МОК

Основным отличием характеристик переоптимизированного компрессора от исходного на номинальном режиме является увеличение изэнтропического КПД на 2,4% до $\eta_k^* = 0,885$ и расхода воздуха на 7% (рис. 5), вследствие устранения существенных отрывов потока в лопаточных венцах. В результате существенно снижена интенсивность отрыва потока в выходной части межлопаточных каналов РК и НА первой ступени и тем самым уменьшены потери энергии вдоль проточной части компрессора.

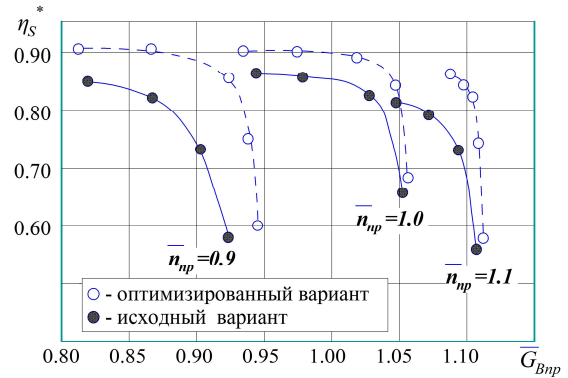


Рис. 5. Газодинамические характеристики трехступенчатого компрессора

Оптимальное профилирование лопаточных венцов осевых компрессорных ступеней путем комплексного применения тангенциального навала в лопатках НА, парусности рабочих лопаток, обратной S-образности выходных кромок периферийных сечений РК, “управляемой” диффузорности обеспечило получение максимальных значений КПД ряда многоступенчатых компрессоров [15, 16]. Так, КПД десятиступенчатого осевого компрессора повышен на 0,8%, до $\eta_k^* = 0,853$ (рис. 6), КПД шестиступенчатого осевого компрессора - на 1,1%, до $\eta_k^* = 0,825$ (рис. 7), а КПД восьмиступенчатого осевого компрессора - на 1,6%, до $\eta_k^* = 0,879$ (рис. 8).

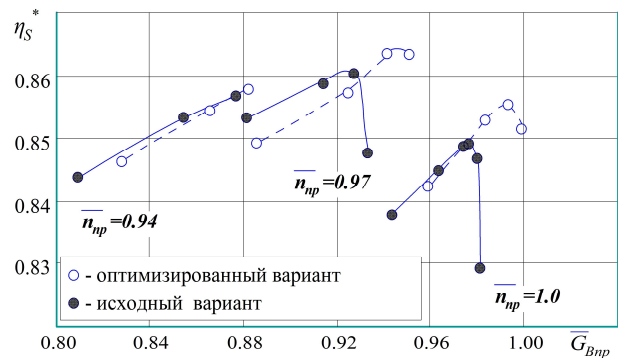


Рис. 6. Газодинамические характеристики десятиступенчатого компрессора

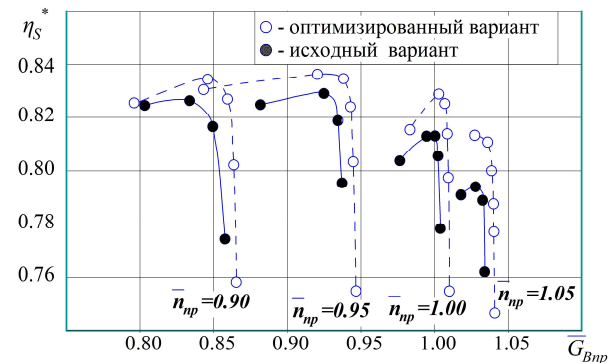


Рис. 7. Газодинамические характеристики шестиступенчатого компрессора

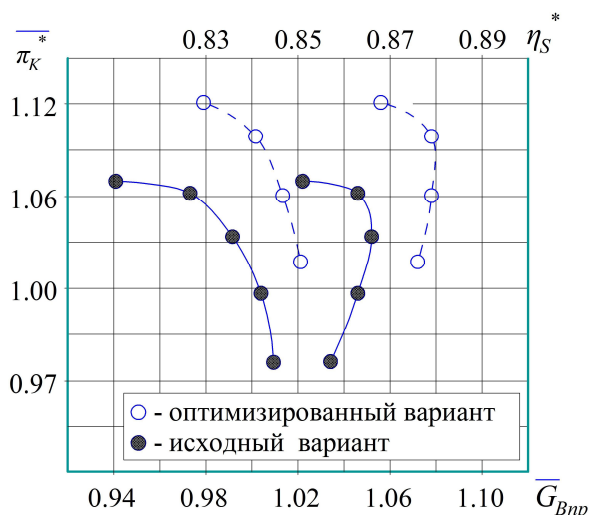


Рис. 8. Газодинамические характеристики восьмиступенчатого компрессора

Заключение

На основе программных комплексов ANSYS CFX для расчета трехмерного вязкого течения и "Компресс 2.0" для профилирования лопаток разработана методика оптимального проектирования лопаточных венцов многоступенчатого компрессора.

Результаты тестовой аэродинамической оптимизации четырех многоступенчатых осевых компрессоров – десятиступенчатого, шестиступенчатого, трехступенчатого и восьмиступенчатого показали эффективность применения предложенной методики.

Литература

1. *Compressor design from specification to validation - application of a fast and reliable process [Text] / M. Micheli, W. Kappis, G. Guidati [etc] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. – (June 8–12, 2009). - Orlando, Florida, USA. (GT2009-59217). - 8 p.*
2. *Холцевников, К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К. В. Холцевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин ; под общ. ред. К.В. Холцевникова. - М. : Машиностроение, 1986. - 432 с.*
3. *Redesign of an 11-stage axial compressor for industrial gas turbine [Text] / K. Terauchi, D. Kariya, S. Maeda [etc] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air. – (June 6–9, 2005). - Reno, Nevada, USA. (GT2005-68689). - 7 p.*
4. *Three dimensional design and optimization of a transonic rotor in axial flow compressors [Text] / H. Okui, T. Verstraete, R. Van den Braembussche [etc] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011: Power for*

Land, Sea and Air. – (June 6–10, 2011). - Vancouver, Canada. (GT2011-45425). - 12 p.

5. *Сироткин, Я. А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин [Текст] / Я. А. Сироткин. - М. : Машиностроение, 1972. - 448 с.*

6. *Qiu, X. An Integrated Design System for Turbomachinery [Text] / X. Qiu, M. Anderson, D. Japikse // Journal of Hydrodynamics. – 2010. – Vol. 22, № 7. – P. 358-365.*

7. *Гофлин, А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок [Текст] / А. П. Гофлин. - М. : Машиз, 1959. - 304 с.*

8. *Lieblein, S. Aerodynamic Design of Axial-flow Compressors. VI - Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades [Электронный ресурс] / S. Lieblein. – Режим доступа: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20090024980>. - 14.10.2017.*

9. *Расчетно - экспериментальное исследование осецентрированного компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов [Текст] / М. А. Шаровский, М. Ю. Шелковский, Е. А. Токарева, А. В. Ивченко // Авиационно-космическая техника и технология. - 2010. - №9 (76). - С. 34-40.*

10. *Пат. 114826 Украина, МПК F04D 29/38, F01D 5/14. Лопатка рабочего колеса осевого компрессора [Текст] / Герасименко В. П., Шелковский М. Ю. ; Заявитель и патентообладатель ГП НПКГ "Зоря"- "Машипроект". - № и2016 08578 ; заявл. 04.08.16 ; опубл. 27.03.17, Бюл. № 6. - 9 с.: ил.*

11. *Пат. 106009 Украина, МПК F04D 29/38, H0413/00. Лопатка направляющего аппарата осевого компрессора [Текст] / Герасименко В. П., Шелковский М. Ю. ; Заявитель и патентообладатель ГП НПКГ "Зоря"- "Машипроект". - № и2015 10639 ; заявл. 30.10.15 ; опубл. 11.04.16, Бюл. № 7. - 6 с.: ил.*

12. *Nelder, J. A. A simplex method for function minimization [Text] / J. A. Nelder, R. Mead // The Computer Journal. - 1965. - Vol. 7, № 1. - P. 308-313.*

13. *Шелковский, М. Ю. Метод аэродинамической оптимизации лопаточных венцов компрессора [Текст] / М. Ю. Шелковский // Авиационно-космическая техника и технология. - 2013. - №8 (105). - С. 108-115.*

14. *Герасименко, В. П. Оптимизация геометрических параметров лопаток турбомашин решением прямой аэродинамической задачи [Текст] / В. П. Герасименко, Е. В. Осипов, М. Ю. Шелковский // Наукові праці. Серія: Техногенна безпека. - 2006. - Т. 53, Вип. 4. - С. 133-140.*

15. *Шелковский, М. Ю. Аэродинамическое совершенствование осевого десятиступенчатого компрессора стационарного ГТД [Текст] / М. Ю. Шелковский // Авиационно-космическая техника и технология. - 2014. - №9 (116). - С. 27-32.*

16. *Шелковский, М. Ю. Аэродинамическое совершенствование шестиступенчатого компрессора на основе 3D-моделирования [Текст] / М. Ю. Шелковский // Современное состояние и проблемы дви-*

гательстроения: материалы IV Международной научно-технической конференции, Николаев, 23-25 ноября. 2016 г. - М., 2016. - С. 153-155.

References

1. Micheli, M., Kappis, W., Guidati, G., Felderhoff, M. Compressor design from specification to validation - application of a fast and reliable process. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air*. (June 8–12, 2009). Orlando, Florida, USA. (GT2009-59217). 8 p.
2. Holshhevnikov, K. V., Emin O. N., Mitrohin, V. T. *Teorija i raschet aviacionnyh lopatochnyh mashin* [Theory and calculation of aircraft blade machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 432 p.
3. Terauchi, K., Kariya, D., Maeda, S., Yoshiura, K. Redesign of an 11-stage axial compressor for industrial gas turbine. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air*. (June 6–9, 2005). Reno, Nevada, USA. (GT2005-68689). 7 p.
4. Okui, H., Verstraete, T., Van den Braembussche, R., Alsalihi, Z. Three dimensional design and optimization of a transonic rotor in axial flow compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011: Power for Land, Sea and Air*. (June 6–10, 2011). Vancouver, Canada. (GT2011-45425). 12 p.
5. Sirotkin, Ja. A. *Ajerodinamicheskij raschet lopatok osevyh turbomashin* [Aerodynamic calculation of axial turbomachine blades]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. - 448 p.
6. Qiu, X., Anderson, M., Japikse, D. An Integrated Design System for Turbomachinery. *Journal of Hydrodynamics*, 2010, vol. 22, no. 7, pp. 358-365.
7. Goffin, A. P. *Ajerodinamicheskij raschet protchnoj chasti osevyh kompressorov dlja stacionarnyh ustanovok* [Aerodynamic calculation of the flow part of axial compressors for stationary installations]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959. 304 p.
8. Lieblein, S. Aerodynamic Design of Axial-flow Compressors. VI - Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20090024980> (accessed 14.10.2017).
9. Sharovskij, M. A., Shelkovskij, M. Ju., Tokareva, E. A., Ivchenko, A. V. Raschetno - jeksperimental'noe issledovanie osecentrobezhnogo kompresso-

ra so special'nym profilirovaniem lopatochnyh vencov [Numerically-experimental study of an axial-centrifugal compressor with special profiling of blade vanes]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2010, no. 9 (76), pp. 34-40.

10. Gerasimenko, V. P., Shelkovskij, M. Ju. *Lopatka rabocheho koleasa oseвого kompressora* [Impeller blade of axial compressor]. Patent UKR, no. u2016 08578, 2017.
11. Gerasimenko, V. P., Shelkovskij M. Ju. *Lopatka napravlyayushcheho apparata oseвого kompressora* [Stator blade of axial compressor]. Patent UKR, no. u2015 10639, 2016.
12. Nelder, J. A. A simplex method for function minimization. *The Computer Journal*, 1965, vol. 7, no. 1, pp. 308-313.
13. Shelkovskij, M. Ju. Metod ajerodinamicheskoy optimizacii lopatochnyh vencov kompressora [The method of aerodynamic optimization of the compressor blade vanes]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2013, no. 8 (105), pp. 108-115.
14. Gerasimenko, V. P., Osypov, E.V., Shelkovskij, M. Ju. Optymyzatsyya heometrycheskykh parametrov lopatok turbomashyn reshenyem pryamoj aэrodynamicheskoy zadachy [Optimization of the geometric parameters of turbomachine blades by solving the direct aerodynamic problem]. *Naukovi pratsi - Tekhnohenna bezpeka*, 2006, vol. 4, no. 53, pp. 133-140.
15. Shelkovskyy, M. Yu. Aэrodynamicheskoe sovershenstvovanye oseвого desyatystupenchatoho kompressora statsyonarnoho HTD [Aerodynamic improvement of axial ten-stage compressor of stationary GTE]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2014, no. 9 (116), pp. 27-32.
16. Shelkovskyy, M. Yu. Aэrodynamicheskoe sovershenstvovanye shestystupenchatoho kompressora na osnove 3D-modelirovaniya [Aerodynamic improvement of a six-stage compressor based on 3D modeling]. *Suchasnyy stan ta problemy dvyhunobuduvannya. Trudy IV Mizhnar. naukovo-tekhnichnoyi konf.* [Current state and problems of engine-building. Proc. Ukr. Univ. People's Friendship IVth Sci. Conf.]. Nikolaev, 2016, pp. 153-155.

Поступила в редакцию 27.10.2017, рассмотрена на редколлегии 23.11.2017

ДО ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИВАННЯ ОСЬОВОГО БАГАТОСТУПІНЧАСТОГО КОМПРЕСОРА

В. П. Герасименко, М. Ю. Шелковський

Запропоновано методику профілювання лопаткових вінців осьового багатоступінчастого компресора. За результатами експериментальних досліджень багатоступінчастих осьових компресорів визначено нові узагальнюючі залежності, що встановлюють зв'язок між геометричними параметрами решіток профілів і їх газодинамічними характеристиками, для врахування особливостей просторової форми течії на етапі розв'я-

зання оберненої задачі проектування. Тестова аеродинамічна оптимізація лопаткової системи експериментально досліджених багатоступінчастих компресорів з використанням запропонованих підходів дозволила отримати коефіцієнт корисної дії високонапірних компресорних ступенів на рівні 0,92 ... 0,93 і підвищити ефективність багатоступінчастих осьових компресорів на 1-2,4%.

Ключові слова: газотурбінний двигун, компресор, лопатковий вінець, тривимірне математичне моделювання.

TO THE OPTIMUM DESIGN OF THE AXIAL MULTI-STAGE COMPRESSOR

V. P. Gerasimenko, M. Y. Shelkovskiy

The work is devoted to the development of an integrated approach to the aerodynamic improvement of the blade vanes of multistage axial compressors of gas turbine engines. One of the features of the studies carried out to optimize the blade vanes was to take into account the mixing effects by various sources of losses. Thus, minimization of losses sources in compressor blade vanes during their profiling is achieved due to the account of the complex three-dimensional vortex nature of the flow and the use of modern software systems for solving the Navier-Stokes equations. Calculations of the three-dimensional viscous flow in the work are performed with ANSYS software. The profiling of the multi-stage compressor blades is carried out with "Kompres 2.0" software package, the feature of which is the use of parametric models of rotor and stator blade vanes, adapted for their aerodynamic optimization, as well as taking into account the radial unevenness of the incident flow when selecting the tangential blades shape of the stator vanes. As a result, a complex methodology for the optimal design of the blades of a multi-stage compressor with the use of "controlled" diffusivity, S-shaped profiles, lean, and chord variation is developed, with simultaneous variation of geometric parameters according to special plans and the use of the compressor efficiency as an integral efficiency criterion, "Kompres 2.0" for the blades profiling, ANSYS for the calculation of three-dimensional viscous flow. Multi-stage axial compressors have been designed, numerically and experimentally investigated. Based on the results of experimental studies of multistage axial compressors, new generalizing relationships are established, that establish a relationship between the geometric parameters of the profiles and their gas dynamic characteristics to take into account the features of the spatial shape of the flow at the stage when solving the inverse design problem. The results of the research were used in the design and improvement of the elements of the flow paths of the ZM multistage compressors. Test aerodynamic optimization of the blade systems of experimentally studied multistage compressors with the use of the proposed approaches made it possible to obtain the efficiency of high-pressure compressor stages at the level of 0.92 ... 0.93 and to increase the efficiency of multistage axial compressors by 1.0-2.4%. The efficiency of the 10-stage compressor is 0.8% (to the level of 0.853), the efficiency of the 6-stage compressor is 1.1% (to the level of 0.825), the efficiency of the 3-stage compressor is 2.4% (to the level of 0.885), and the efficiency of an 8-stage axial compressor is 1.6% (to the level of 0.879).

Keywords: gas turbine engine, compressor, blade row, three-dimensional mathematical modeling.

Герасименко Владимир Петрович – д-р техн. наук, профессор, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

Шелковский Михаил Юрьевич - инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: maikl.shelkovsky@gmail.com.

Gerasimenko Vladimir Petrovich – Doctor of Technical Science, Professor, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

Shelkovskiy Mikhail Yurievich - engineer of the 1-st category of the gas dynamics sector in compressors department of Gas Turbine Research and Production Complex "Zorya"-«Mashproekt», Nikolaev, Ukraine, e-mail: maikl.shelkovsky@gmail.com.