УДК 519.6:621.51

Ю. А. КВАША, Н. А. ЗИНЕВИЧ

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины,
ул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Днепр, Украина; e-mail: yukv@i.ua; zinevich7385@gmail.com

Робота присвячена розвитку підходів до оптимального аеродинамічного проектування відцентрових компресорних ступенів, що обумовлено практикою їх застосування в компресорах сучасних авіаційних газотурбінних двигунів та енергоустановок. Ціль роботи – побудова і перевірка працездатності методики аеродинамічного вдосконалення робочих коліс відцентрових компресорних ступенів. Як основний метод застосовується числове моделювання просторових турбулентних газових течій у відцентрових колесах на основі повних осереднених рівнянь Нав'є–Стоксу й двопараметричної моделі турбулентності. Особливостями використовуваного підходу до оптимізації є: варіювання просторової форми лопаті відцентрового колеса при незмінному положенні її вхідної і вихідної частини для мінімізації впливу варіювання на робочий діапазон зміни витрати повітря через колесо і параметри течії на виході з колеса; формулювання критеріїв якості як осереднених за витратою повітря величин енергетичних характеристик робочого колеса; пошук раціональних значень геометричних параметрів лопаті відцентрового колеса шляхом систематичного перегляду області незалежних змінних у точках, що утворюють рівномірно розподілену послідовність. В результаті проведеного дослідження розрахунковим шляхом показано, що використання пропонованої методики дозволяє помітно збільшити ступінь стиску в відцентровому колесі при збереженні величини його адіабатичного коефіцієнта корисної дії (ККД) в робочому діапазоні зміни витрати повітря через колесо. Цей висновок отримано при використанні досить "грубої" розрахункової сітки, що зберігає, проте, чутливість результатів розрахунку до зміни форми лопаті відцентрового колеса. Достовірність цього висновку підтверджено подальшим розрахунком енергетичних характеристик початкового і модифікованого колеса на детальнішій розрахунковій сітці. В цілому продемонстровано, що зміна форми лише середньої частині лопаті відцентрового колеса є досить сильною дією, що істотно впливає на ступінь стиску повітря в колесі і що практично не позначається на його ККД. Отримані в роботі результати можуть бути використані при аеродинамічній оптимізації відцентрових ступенів авіаційних газотурбінних двигунів.

Работа посвящена развитию подходов к оптимальному аэродинамическому проектированию центробежных компрессорных ступеней, что обусловлено практикой их применения в компрессорах современных авиационных газотурбинных двигателей и энергоустановок. Цель работы – построение и проверка работоспособности методики аэродинамического совершенствования рабочих колес центробежных компрессорных ступеней. В качестве основного метода применяется численное моделирование пространственных турбулентных газовых течений в центробежных колесах на основе полных осредненных уравнений Навье–Стокса и двухпараметрической модели турбулентности. Особенностями используемого подхода к оптимизации являются: варьирование пространственной формы лопасти центробежного колеса при неизменном положении ее входного и выходного участка для минимизации влияния варьирования на рабочий диапазон изменения расхода воздуха через колесо и параметры течения на выходе из колеса; формулировка критериев качества как осредненных по расходу воздуха величин энергетических характеристик рабочего колеса; поиск рациональных значений геометрических параметров лопасти центробежного колеса путем систематического просмотра области независимых переменных в точках, образующих равномерно распределенную последовательность. В результате проведенного исследования расчетным путем показано, что применение предлагаемой методики позволяет заметно увеличить степень сжатия в центробежном колесе при сохранении величины его адиабатического коэффициента полезного действия (КПД) в рабочем диапазоне изменения расхода воздуха через колесо. Данный вывод получен при использовании достаточно “грубой” расчетной сетки, сохраняющей, однако, чувствительность результатов расчета к изменению формы лопасти центробежного колеса. Достоверность этого вывода подтверждена последующим расчетом энергетических характеристик исходного и модифицированного колеса на более подробной расчетной сетке. В целом продемонстрировано, что изменение формы только средней части лопасти центробежного колеса представляет собой достаточно сильное воздействие, существенно влияющее на степень сжатия воздуха в колесе и практически не сказывающееся на его КПД. Полученные в работе результаты могут быть использованы при аэродинамической оптимизации центробежных ступеней авиационных газотурбинных двигателей.

This work is devoted to the development of approaches to the optimal aerodynamic design of centrifugal compressor stages, which is topical because of their use in compressors of modern aircraft gas turbine engines and power plants. The aim of this work is to construct a technique for aerodynamic improvement of centrifugal compressor stage impellers and to verify its effectiveness. The basic method is a numerical simulation of 3D turbulent gas flows in impellers on the basis of the complete averaged Navier–Stokes equations and a two-parameter turbulence model. The approach to optimization employed in this work features: varying the 3D shape of an impeller blade at a fixed position of its entrance and exit portions to minimize the effect of the shape variation on the oper-

© Ю. О. Кваша, Н. А. Зіневич, 2019

ating range of the impeller airflow rate and the flow parameters at the impeller exit, formulating quality criteria as airflow-averaged impeller power characteristics, and searching for advisable values of the impeller blade geometric parameters by systematically scanning the independent-variable region at points that form a uniformly distributed sequence. The numerical investigation conducted showed that the proposed technique offers a sizeable increase in the compression ratio of a centrifugal impeller while keeping its adiabatic efficiency within the operating range of the impeller airflow rate. This conclusion was made when using rather a “coarse” computational grid, which, however, retains the sensitivity of the computed results to a variation in the centrifugal impeller blade shape. This conclusion was verified by a subsequent calculation of the power characteristics of the original and the modified impeller on a finer grid. On the whole, it was shown that varying the shape of the middle part of a centrifugal impeller blade alone has a pronounced effect on the impeller compression ratio, while leaving the impeller adiabatic efficiency almost unaffected. The results obtained may be used in the aerodynamic optimization of centrifugal stages of aircraft gas turbine engines.

Ключевые слова: *аэродинамическое совершенствование, рабочее колесо, пространственная форма лопасти, центробежная компрессорная ступень, численное моделирование, энергетические характеристики.*

Практика применения комбинации осевых и центробежных ступеней в компрессорах современных авиационных газотурбинных двигателей обусловливает необходимость развития подходов к оптимальному аэродинамическому проектированию рабочих колес центробежных ступеней. В настоящее время для этого используются одномерные [1], квазитрехмерные [2, 3] и полностью трехмерные методы [4, 5], последние основаны на численном решении осредненных уравнений Навье–Стокса для турбулентного потока. Тем не менее в литературе представлено сравнительно небольшое число работ, посвященных проектированию и оптимизации центробежных колес компрессоров, что во многом связано со сложностью структуры течения в межлопастных каналах этих колес. Следует также отметить важное обстоятельство, затрудняющее оценку влияния геометрических параметров центробежных колес на их энергетические характеристики: теория осевых компрессоров и турбин во многом построена на обобщенных результатах статических продувок, тогда как обобщение экспериментальных данных для построения теории центробежных компрессоров – гораздо более сложная задача [6].

Целью данной работы является построение и проверка работоспособности методики аэродинамического совершенствования рабочих колес центробежных компрессорных ступеней, которая основана на применении численного моделирования пространственных турбулентных газовых течений и имеет следующие особенности.

1. В процессе аэродинамического совершенствования центробежного колеса варьирование пространственной формы лопасти осуществляется при фиксированном положении ее входного и выходного участка (изменяется только средняя часть лопасти). Это позволяет минимизировать влияние формы лопасти на рабочий диапазон изменения расхода воздуха через колесо и параметры течения на выходе из колеса.

2. При формулировке критериев качества принято, что такими критериями являются среднеинтегральные значения энергетических характеристик центробежного колеса в рабочем диапазоне изменения расхода воздуха через колесо.

3. Поиск рациональных значений геометрических параметров колеса состоит в систематическом просмотре области параметров с использованием точек равномерно распределенной последовательности в этой области.

Для численного моделирования пространственного турбулентного потока в межлопастных каналах центробежных колес используется метод, разра-

ботанный в Институте технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины. В данном методе математическая модель течения включает осредненные уравнения Навье–Стокса, уравнение энергии и уравнения ($k-\varepsilon$)-модели турбулентности. В качестве основных переменных приняты контравариантные составляющие скорости потока. Уравнения записаны в криволинейных неортогональных координатах и имеют вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \mathrm{div}\left(\rho \vec{V}\right) = 0, \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}\left(\rho v^i\right) + \mathrm{div}\left(\rho \vec{V} v^i\right) = \mathrm{div}\left(\mu\, \mathrm{grad}\, v^i\right) + S^i, \quad i = 1,2,3, \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}\left(\rho E\right) + \mathrm{div}\left(\rho \vec{V} E\right) = \mathrm{div}\left(\frac{\kappa}{C_v}\, \mathrm{grad}\, E\right) + S_c^E, \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}\left(\rho k\right) + \mathrm{div}\left(\rho \vec{V} k\right) = \mathrm{div}\left(\mu_{ef.k}\, \mathrm{grad}\, k\right) + G - \rho\varepsilon, \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}\left(\rho \varepsilon\right) + \mathrm{div}\left(\rho \vec{V} \varepsilon\right) = \mathrm{div}\left(\mu_{ef.\varepsilon}\, \mathrm{grad}\, \varepsilon\right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \tag{5}$$

где

$$S^i = -g^{i\alpha}\frac{\partial}{\partial q^\alpha}\left(p + \frac{2}{3}\rho k\right) + \frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^\alpha}\left\{\Delta\left[\lambda g^{i\alpha}\frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^l}\left(\Delta v^l\right) + \mu\left(g^{i\beta}\frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta} + \right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left. + v^n g^{i\beta}\Gamma^\alpha_{n\beta} + v^n g^{\alpha\gamma}\Gamma^i_{n\gamma}\right)\right]\right\} - \Gamma^i_{\beta\alpha}\left(\rho v^\beta v^\alpha + \tilde{p}^{\beta\alpha}\right) + F^i \ ;$$

$$\tilde{p}^{\delta\alpha} = -\lambda g^{\delta\alpha}\frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^l}\left(\Delta v^l\right) - \mu\left[g^{\delta\beta}\frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta} + g^{\alpha\gamma}\frac{\partial v^\delta}{\partial q^\gamma} + v^n\left(g^{\delta\beta}\Gamma^\alpha_{n\beta} + g^{\alpha\gamma}\Gamma^\delta_{n\gamma}\right)\right];$$

$$S_c^E = -\frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^\alpha}\left\{\Delta\left[v^\beta g_{n\beta}\left(p g^{n\alpha} + \tilde{p}^{n\alpha}\right) + \frac{\kappa}{C_v} g^{\alpha\beta}\frac{\partial\left(V^2/2\right)}{\partial q^\beta}\right]\right\} + \vec{V}\cdot\vec{F} \ ;$$

$$G = \mu_t\left[g_{\alpha\gamma}\left(\frac{\partial v^\gamma}{\partial q^\beta} + \Gamma^\gamma_{\beta p} v^p\right)\right]\times\left[g^{\beta n}\frac{\partial v^\alpha}{\partial q^n} + g^{\alpha l}\frac{\partial v^\beta}{\partial q^l} + v^m\left(g^{\beta n}\Gamma^\alpha_{mn} + g^{\alpha l}\Gamma^\beta_{ml}\right)\right];$$

v^i – контравариантные компоненты вектора скорости потока $\vec{V}$; τ – время; ρ – плотность; p – давление; μ – суммарный коэффициент вязкости (турбулентной и молекулярной); $\lambda = -2\mu/3$; F^i – контравариантные компоненты

вектора массовых внешних сил $\vec{F}$ (центробежной силы и силы Кориолиса); q^j – криволинейные координаты; $g_{\delta\gamma}$ – метрический тензор; $\Delta = \sqrt{\det\left\|g_{\delta\gamma}\right\|}$; $\Gamma^{\delta}_{n\gamma}$ – символы Кристоффеля; $E = C_v T + V^2/2$ (C_v – теплоемкость газа при постоянном объеме, T – температура); κ – коэффициент теплопроводности; k и ε – кинетическая энергия турбулентности и скорость ее диссипации; $\mu_{ef.k} = \mu_t$ (μ_t – коэффициент турбулентной вязкости); $\mu_{ef.\varepsilon} = \mu_t / 1{,}3$; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92.

Разностные аналоги уравнений (1) – (5) получены на основе метода контрольного объема и записаны на шахматной сетке. Повышение порядка аппроксимации разностных аналогов осуществлено путем записи конвективных членов по схеме MLU [7].

Дискретные аналоги основных уравнений построены на основе полностью неявной по времени схемы, однако при численном решении указанных разностных уравнений шаг по времени используется в качестве релаксационного параметра для нахождения стационарного решения.

Совместное решение разностных аналогов уравнений (1) – (5) проводится по двухшаговому алгоритму коррекции давления и скорости. При этом для решения разностных аналогов уравнений (2), (4) и (5) применяется метод суммарной аппроксимации, а уравнений (1), (3) – метод полинейного сканирования с нижней релаксацией.

Рассматривается течение газа через один межлопастной канал центробежного колеса. Граничные условия формулируются следующим образом.

На входной поверхности, расположенной на некотором расстоянии вверх по потоку от передних кромок лопастей, задаются осредненные в окружном направлении распределения полного давления, температуры торможения, углов потока и параметров турбулентности по высоте канала. Все параметры задаются в абсолютном движении.

На боковых поверхностях расчетной области до входа в межлопастной канал и после выхода из него применяются условия периодичности для всех параметров течения.

На поверхностях лопастей и стенках канала граничные условия ставятся на основе метода пристеночных функций, а тепловые потоки полагаются равными нулю.

На выходной поверхности расчетной области производные всех параметров потока (за исключением компоненты скорости v^3) в направлении течения полагаются равными нулю. В качестве граничного условия для контравариантной составляющей скорости v^3 на указанной поверхности используется нулевое значение производной комплекса $\Delta\rho v^3$ (здесь, как и ранее, $\Delta = \sqrt{\det\left\|g_{\delta\gamma}\right\|}$). Режим течения воздуха через центробежное колесо определяется заданной фиксированной величиной статического давления в одной точке на выходе из расчетной области.

Работоспособность описанного метода при расчете течения в осевых и центробежных ступенях компрессоров подтверждена, например, в [8, 9].

Опишем предлагаемый в настоящей работе подход к заданию и варьированию пространственной формы лопастей центробежных колес, не требующий предварительной аппроксимации поверхности лопасти.

Пусть в межлопастном канале центробежного колеса введена такая система адаптивных криволинейных координат q^1, q^2, q^3, что все точки в пространстве, имеющие одинаковые значения цилиндрических координат r и z (т. е. расположенные на дуге окружности), имеют также одинаковые значения координат q^1 и q^3. Координатные линии q^1 и q^3, показанные на рис. 1 в меридиональной плоскости, совпадают, в частности, с линиями передней AD и задней BC кромки лопасти, а также с образующими поверхности втулки DC и корпуса AB колеса. В качестве координаты q^2, как и в цилиндрической системе координат, рассматривается угловое расстояние в окружном направлении от заданной точки в проточной части колеса до выделенной меридиональной плоскости. Тогда средняя поверхность лопасти колеса в области ABCD может быть представлена в виде зависимости $\tilde{\varphi}\left(q^1, q^3\right)$, где $\tilde{\varphi}$ – значение координаты q^2 для точки, расположенной на средней поверхности лопасти. Данная зависимость рассчитывается путем интерполяции на основе исходного набора данных, описывающих форму лопасти. Рассчитывается также толщина лопасти в зависимости от q^1 и q^3, которая в дальнейшем принимается неизменной.

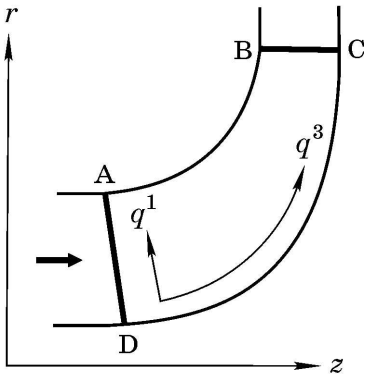

Рис. 1

Обозначим через q_h^1 и q_s^1 значения координаты q^1, соответствующие поверхности втулки и корпуса колеса в меридиональной плоскости (рис. 1). Через q_l^3 и q_t^3 обозначим значения координаты q^3, соответствующие передней и задней кромке лопасти. Для краткости в представленных ниже соотношениях зависимость $\tilde{\varphi}\left(q^1, q^3\right)$ при фиксированной величине координаты q^1 будем обозначать как $\varphi\left(q^3\right)$.

Варьирование формы лопасти производится при неизменных значениях ее геометрических параметров на входе и на выходе из центробежного колеса. Для этого вначале выбирается некоторое значение q_{l1}^3 таким образом, чтобы наименьшее проходное сечение межлопастного канала колеса находилось в диапазоне $q_l^3 \le q^3 \le q_{l1}^3$ (все дальнейшие изменения формы лопасти выполняются при $q_{l1}^3 \le q^3 \le q_t^3$). Затем для каждого фиксированного значения q^1 из ряда значений в диапазоне $q_h^1 \le q^1 \le q_s^1$ выполняются следующие действия.

Задается функция

$$\varphi^*\left(q^3\right) = f\left(q^3\right) - \varphi\left(q^3\right), \qquad (6)$$

где $\varphi\left(q^3\right)$ – исходная зависимость, описывающая форму лопасти и обозначенная позицией 1 на рис. 2; $f\left(q^3\right)$ – вспомогательная квадратичная функция

$$f\left(q^3\right)=\varphi\left(q_{l1}^3\right)+\left[\varphi\left(q_t^3\right)-\varphi\left(q_{l1}^3\right)\right]\left(\frac{q^3-q_{l1}^3}{q_t^3-q_{l1}^3}\right)^2. \qquad (7)$$

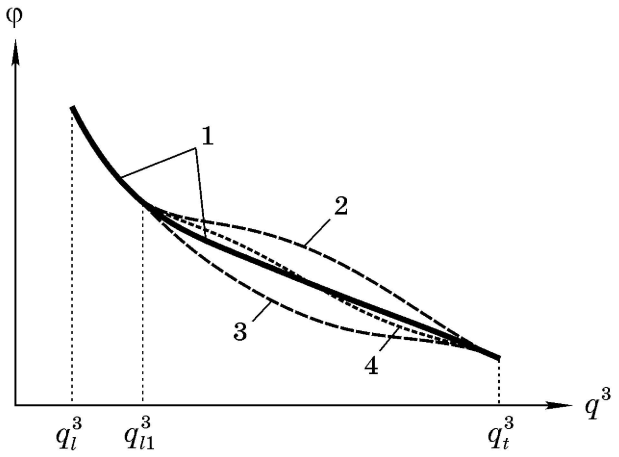

Рис. 2

Квадратичная функция в (7) выбрана таким образом, чтобы значения $\varphi^*\left(q^3\right)$ в выражении (6) равнялись нулю в точках q_{l1}^3 и q_t^3.

Задается соотношение, с помощью которого преобразуется функция $\varphi^*\left(q^3\right)$

$$\varphi_v^*\left(q^3\right)=\varphi^*\left(q^3\right)\left[1+y_B\left(q^3\right)\right], \qquad (8)$$

где $y_B\left(q^3\right)$ – ордината точки некоторой кубической кривой Безье (q^3 – абсцисса этой точки).

В данной работе принято, что опорные точки P_0, P_1, P_2, P_3 указанной кривой Безье определяются следующими значениями координат:

$$\mathrm{P}_0\left(q_{l1}^3,0\right),\ \mathrm{P}_1\left[q_{l1}^3+0{,}3\left(q_t^3-q_{l1}^3\right),y_1\right],\ \mathrm{P}_2\left[q_{l1}^3+0{,}7\left(q_t^3-q_{l1}^3\right),y_2\right],\ \mathrm{P}_3\left(q_t^3,0\right), \qquad (9)$$

где y_1 и y_2 – варьируемые параметры.

Выполняется переход к новой зависимости $\varphi_n\left(q^3\right)$, описывающей форму лопасти колеса

$$\varphi_n\left(q^3\right)=f\left(q^3\right)-\varphi_v^*\left(q^3\right). \qquad (10)$$

На основе выражений (6) – (10) может быть проведено варьирование первоначальной формы лопасти центробежного колеса в достаточно широких пределах. На рис. 2 позицией 2 показана новая форма лопасти при $y_1<0$, $y_2<0$; позицией 3 отмечена форма лопасти при $y_1>0$, $y_2>0$; позицией 4 – при $y_1<0$, $y_2>0$. Отметим, что во всех случаях в соответствии со структу-

рой выражений (6) – (10) сохраняются значения производных $d\varphi/dq^3$ в точках q_{l1}^3 и q_t^3.

При проведении аэродинамического совершенствования центробежного колеса варьируемые параметры y_1 и y_2 задаются в виде

$$y_1 = 2y_m(\xi_1 - 0{,}5), \tag{11}$$

$$y_2 = 2y_m(\xi_2 - 0{,}5), \tag{12}$$

где y_m – наибольшее значение параметра; (ξ_1, ξ_2) – координаты точки равномерно распределенной последовательности в единичном квадрате, данная последовательность выбирается на основе работы [10].

Критериями качества в настоящей работе предлагается считать среднеинтегральные значения энергетических характеристик центробежного колеса (адиабатического коэффициента полезного действия (КПД) $\eta^*_{р.к.}$ и степени сжатия $\pi^*_{р.к.}$) в рабочем диапазоне изменения расхода воздуха через колесо. Эти величины определяются по результатам серии расчетов пространственного турбулентного течения в колесе при фиксированной форме лопастей. Для осреднения используются формулы

$$\hat{\eta}^*_{р.к.} = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int_{G_{\min}}^{\frac{G_{\min}+G_{\max}}{2}} \eta^*_{р.к.} dG, \quad \hat{\pi}^*_{р.к.} = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int_{G_{\min}}^{\frac{G_{\min}+G_{\max}}{2}} \pi^*_{р.к.} dG, \tag{13}$$

где $(G_{\min}, G_{\max})$ – интервал значений расхода воздуха через рабочее колесо, определенный при численном моделировании потока в колесе.

На основе изложенной методики выполнено аэродинамическое совершенствование рабочего колеса центробежной компрессорной ступени.

Численное моделирование пространственного турбулентного потока в колесе проводилось на расчетной сетке, содержащей $12 \times 12 \times 72$ узлов (по высоте, ширине и длине межлопастного канала). При выборе размеров расчетной сетки учтены рекомендации [11].

Рассмотрены варианты формы лопасти центробежного колеса, соответствующие 16 точкам равномерно распределенной последовательности в единичном квадрате. При использовании соотношений (11), (12) полагалось $y_m = 0{,}7$.

Результаты расчетов показаны на рис. 3, где в области переменных ξ_1 и ξ_2 построены изолинии процентного изменения степени сжатия воздуха в колесе $\hat{\pi}^*_{р.к.}$ по отношению к степени сжатия в колесе с исходной формой лопасти. Интерполяция результатов расчетов на основе нерегулярного набора 16 узловых точек построена на основе методики [12].

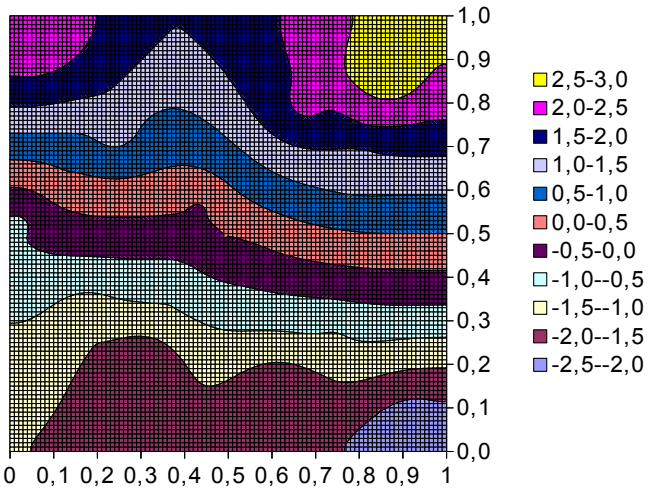

Рис. 3

Отметим, что адиабатический КПД колеса $\hat{\eta}^*_{р.к.}$ во всех рассмотренных случаях отличается менее чем на 0,3 % от его значения для колеса с исходной формой лопасти.

Представленные на рис. 3 результаты позволяют выделить в области переменных две точки из 16 указанных выше: в первой точке с координатами (0,063;0,938) величина $\hat{\pi}^*_{р.к.}$ больше исходной на 2,3 % ($\hat{\eta}^*_{р.к.}$ здесь меньше на 0,1 %); во второй точке (0,875;0,875) величина $\hat{\pi}^*_{р.к.}$ больше исходной на 2,8 % ($\hat{\eta}^*_{р.к.}$ меньше на 0,3 %). Первой точке соответствует форма лопасти, обозначенная позицией 4 на рис. 2, второй – обозначенная позицией 3.

Для дальнейшего рассмотрения и подтверждения полученных результатов была выбрана форма лопасти колеса, соответствующая первой из указанных точек. Выполнено численное моделирование потока в таком колесе на более подробной (по сравнению с использованной ранее) расчетной сетке, содержащей $20\times20\times120$ узлов по высоте, ширине и длине межлопастного канала. Результаты расчетов приведены на рис. 4 в виде энергетических характеристик центробежного колеса при исходной (позиция 1) и модифицированной (позиция 2) пространственных формах лопасти. На данном рисунке величины степени сжатия, КПД и расхода воздуха через колесо отнесены к их значениям в оптимальной по КПД точке для исходного колеса и обозначены как $\overline{\pi}^*_{р.к.}$, $\overline{\eta}^*_{р.к.}$ и $\overline{G}$. Прослеживается увеличение степени сжатия в колесе с модифицированной формой лопасти по сравнению с исходным колесом при сохранении величины адиабатического КПД во всем диапазоне изменения расхода воздуха через колесо. Вычисления по формулам (13) показали, что осредненная степень сжатия в модифицированном колесе увеличилась на 3,2 %, а осредненный адиабатический КПД заметно не изменился.

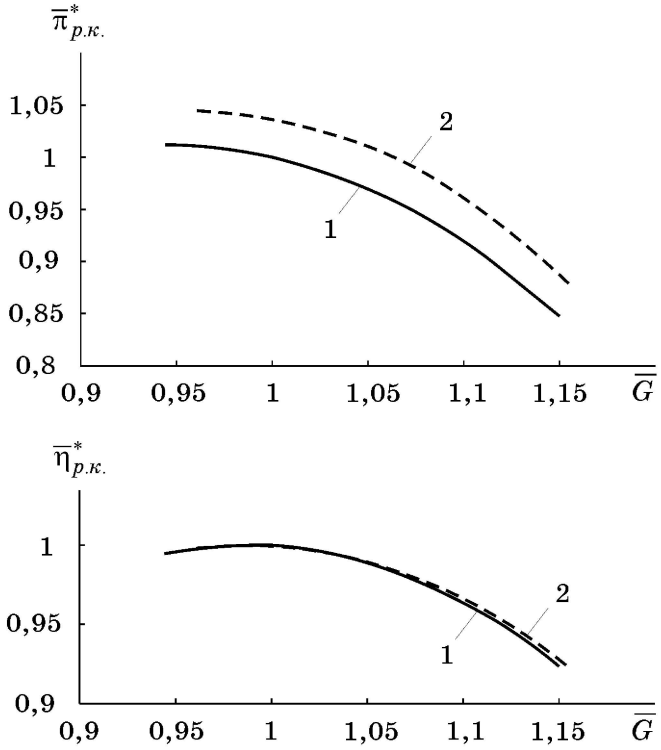

Рис. 4

Выводы. Предложена методика аэродинамического совершенствования рабочих колес центробежных компрессорных ступеней, которая основана на применении численного моделирования пространственных турбулентных газовых течений. К особенностям методики относятся: варьирование пространственной формы лопасти центробежного колеса при фиксированном положении ее входного и выходного участка для минимизации влияния формы лопасти на рабочий диапазон изменения расхода воздуха через колесо и параметры течения на выходе из колеса; формулировка критериев качества как осредненных величин энергетических характеристик рабочего колеса; поиск рациональных значений геометрических параметров центробежного колеса путем систематического просмотра области независимых переменных в точках, образующих равномерно распределенную последовательность.

На примере рабочего колеса центробежной компрессорной ступени расчетным путем показано, что применение указанной методики позволяет заметно увеличить степень сжатия при сохранении величины адиабатического КПД колеса в рабочем диапазоне изменения расхода воздуха через колесо.

Полученные результаты предполагается использовать в дальнейшем при аэродинамической оптимизации центробежных ступеней авиационных газотурбинных двигателей.

1. *Benini E., Giacometti S.* Design, manufacturing and operation of a small turbojet-engine for research purposes. Applied Energy. 2007. Vol. 84. P. 1102–1116.
2. *Рекстин А. Ф., Галеркин Ю. Б.* Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. 2018. Т. 20. № 2. С. 43–54.

3. *Poursadegh F., Hajilouy A., Nili M.* A novel quasi-3d design method for centrifugal compressor impeller on the blade-to-blade plane. Proc. of ASME TURBO EXPO 2011. (Vancouver, June 6–10, 2011). Vancouver, British Columbia (Canada), 2011. 8 p.
4. *Xiaomin Liu, Wenbin Zhang.* Two schemes of multi-objective aerodynamic optimization for centrifugal impeller using response surface model and genetic algorithm. Proc. of ASME TURBO EXPO 2010. (Glasgow, June 14–18, 2010). Glasgow (UK), 2010. 13 p.
5. *Jin-Hyuk Kim, Jae-Ho Choi, Kwang-Yong Kim.* Design optimization of a centrifugal compressor impeller using radial basis neural network method. Proc. of ASME TURBO EXPO 2009. (June 8–12, 2009). Orlando, Florida (USA), 2009. 9 p.
6. *Васильев Ю. С, Галеркин Ю. Б., Солдатова К. В.* Оптимизация проточной части турбомашин (на примере центробежных компрессоров). Проблемы энергетики. 2011. № 9–10. С. 105–117.
7. *Noll B.* Evaluation of a Bounded High-Resolution Scheme for Combustor Flow Computations. AIAA J. 1992. Vol. 30. № 1. P. 64–69.
8. *Рублевский Е. Ю., Плакущий Д. А., Письменный В. И., Кваша Ю. А.* Численное исследование двухступенчатого вентилятора. Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 169–176.
9. *Письменный В. И., Кваша Ю. А.* Расчет трехмерного турбулентного потока воздуха в центробежной ступени компрессора. Техническая механика. 2004. № 2. С. 94–99.
10. *Соболь И. М., Статников Р. Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981. 110 с.
11. *Кваша Ю. А., Зиневич Н. А.* К выбору расчетных сеток при численном моделировании пространственных турбулентных течений в рабочих колесах сверхзвуковых компрессорных ступеней. Техническая механика. 2013. № 3. С. 34–41.
12. *Кваша Ю. А., Зиневич Н. А.* К интерполяции целевой функции при оптимизации технических систем. Техническая механика. 2018. № 2. С. 71–78.

Получено 15.02.2019,
в окончательном варианте 04.03.2019