

О ВЛИЯНИИ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО НАВАЛА ЛОПАТОК НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА СВЕРХЗВУКОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

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

Ціль роботи – розрахункове дослідження впливу тангенціального навалу пера лопаток на енергетичні характеристики робочого колеса надзвукового компресорного ступеня. Як основний інструмент використано метод числового моделювання просторових турбулентних газових потоків, розроблений раніше в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України. У результаті проведення серії параметричних розрахунків показано, що при запровадженні тангенціального навалу лопаток може бути підвищено адіабатичний ККД колеса при одночасному збільшенні ступеня стиску. Наведено розподіли адіабатичного ККД по висоті каналу на виході з колеса, що ілюструють збільшення ККД колеса поблизу втулки й поверхні корпусу при використанні тангенціального навалу лопаток. У роботі продемонстровано ефективність застосування в числових дослідженнях спеціально обраних “грубих” розрахункових сіток, що зберігають, проте, чутливість результатів розрахунку до зміни форми лопатки. Поряд із цим показана можливість оцінки енергетичних характеристик колеса шляхом використання їхніх значень, осереднених у робочому діапазоні зміни витрати повітря через колесо. Правомочність такого підходу підтверджено наступним розрахунком енергетичних характеристик робочого колеса з вихідною й зі зміненою в результаті застосування навалу формою лопатки на докладній розрахунковій сітці. Отримані в роботі результати можуть бути використані при аеродинамічній оптимізації просторової форми лопаток нерухомих і обертових вінців компресорів.

Цель работы – расчетное исследование влияния тангенциального навала пера лопаток на энергетические характеристики рабочего колеса сверхзвуковой компрессорной ступени. В качестве основного инструмента использован метод численного моделирования пространственных турбулентных газовых потоков, разработанный ранее в Институте технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины. В результате проведения серии параметрических расчетов показано, что при введении тангенциального навала лопаток может быть повышен адиабатический КПД колеса при одновременном увеличении степени сжатия. Приведены распределения адиабатического КПД по высоте канала на выходе из колеса, иллюстрирующие увеличение КПД колеса вблизи втулки и поверхности корпуса при использовании тангенциального навала лопаток. В работе продемонстрирована эффективность применения в численных исследованиях специально выбранных “грубых” расчетных сеток, сохраняющих, тем не менее, чувствительность результатов расчета к изменению формы лопатки. Наряду с этим показана возможность оценки энергетических характеристик колеса путем использования их значений, осредненных в рабочем диапазоне изменения расхода воздуха через колесо. Правомочность такого подхода подтверждена последующим расчетом энергетических характеристик рабочего колеса с исходной и с измененной в результате применения навала формой лопатки на подробной расчетной сетке. Полученные в работе результаты могут быть использованы при аэродинамической оптимизации пространственной формы лопаток неподвижных и вращающихся венцов компрессоров.

The aim of this paper is to computationally study the effect of the tangential offset of blades on the power characteristics of the impeller of a supersonic compressor stage. The main computational tool was the method for numerical simulation of 3D turbulent gas flows developed earlier at the Institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the State Space Agency of Ukraine. As a result of a set of parametric calculations, it is shown that the introduction of a tangential offset may increase the adiabatic efficiency of the impeller with a simultaneous increase in the compression ratio. The distributions of the adiabatic efficiency along the passage height at the impeller outlet presented in this paper illustrate the increase in the impeller efficiency near the hub and the casing surface when a tangential offset is used. The paper demonstrates that in numerical studies efficient use can be made of specially chosen “coarse” meshes that, nevertheless, keep the sensitivity of the computed data to a variation of the blade shape. It is also shown that the impeller power characteristics can be estimated using their values averaged over the working range of the air flow rate through the impeller. The validity of this approach is confirmed by calculating on a fine mesh the power characteristics of an impeller with blades of a standard shape and a shape changed by the introduction of an offset. The results of this study may be used in the aerodynamic optimization of the 3D shape of compressor stator and rotor blades.

Ключевые слова: тангенциальный навал лопаток, рабочее колесо компрессорной ступени, численное моделирование, равномерно распределенная

Численное моделирование пространственных турбулентных газовых течений во многих случаях позволяет оценить эффективность различных способов аэродинамического совершенствования формы межлопаточных каналов компрессоров и турбин. Один из таких способов – применение тангенциального навала лопаток, т. е. изменение исходной формы лопатки путем наклона или изгиба ее пера в тангенциальном направлении. Результаты численного моделирования, приведенные в [1 – 4], показывают, что тангенциальный навал лопаток заметно влияет на характеристики неподвижных и вращающихся венцов турбомашин, выбранных для изучения такого влияния. В связи с этим представляется целесообразным проведение дополнительных исследований в данном направлении применительно, в частности, к рабочим колесам сверхзвуковых компрессорных ступеней.

Цель настоящей работы – расчетное исследование влияния тангенциального навала лопаток на энергетические характеристики рабочего колеса сверхзвуковой компрессорной ступени.

Расчеты проводились для рабочего колеса Rotor-37, геометрические и режимные параметры которого приведены в [5].

Параметры пространственного турбулентного потока в проточной части колеса определялись на основе метода [6], разработанного в Институте технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины. В указанном методе уравнения математической модели течения включают осредненные уравнения Навье–Стокса и уравнения $(k - \varepsilon)$ -модели турбулентности, в качестве основных переменных приняты контравариантные составляющие скорости потока. Уравнения представлены в виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div} (\rho \vec{V}) = 0, \quad (1)$$

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

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

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho k) + \operatorname{div} (\rho \vec{V} k) = \operatorname{div} (\mu_{ef,k} \operatorname{grad} k) + G - \rho \varepsilon, \quad (4)$$

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

где

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

$$\begin{aligned}
& + v^n g^{i\beta} \Gamma_{n\beta}^\alpha + v^n g^{\alpha\gamma} \Gamma_{n\gamma}^i \Big) \Big] \Big\} - \Gamma_{\beta\alpha}^i (\rho v^\beta v^\alpha + \tilde{p}^{\beta\alpha}) + F^i ; \\
\tilde{p}^{\delta\alpha} &= -\lambda g^{\delta\alpha} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial q^j} (\Delta v^j) - \mu \left[g^{\delta\beta} \frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta} + g^{\alpha\gamma} \frac{\partial v^\delta}{\partial q^\gamma} + v^n (g^{\delta\beta} \Gamma_{n\beta}^\alpha + g^{\alpha\gamma} \Gamma_{n\gamma}^\delta) \right]; \\
S_c^E &= -\frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial q^\alpha} \left\{ \Delta \left[v^\beta g_{n\beta} (p g^{n\alpha} + \tilde{p}^{n\alpha}) + \frac{\kappa}{C_v} g^{\alpha\beta} \frac{\partial (V^2/2)}{\partial q^\beta} \right] \right\} + \vec{V} \cdot \vec{F} ; \\
G &= \mu_t \left[g_{\alpha\gamma} \left(\frac{\partial v^\gamma}{\partial q^\beta} + \Gamma_{\beta\gamma}^\alpha v^\rho \right) \right] \times \left[g^{\beta n} \frac{\partial v^\alpha}{\partial q^n} + g^{\alpha l} \frac{\partial v^\beta}{\partial q^l} + v^m (g^{\beta n} \Gamma_{mn}^\alpha + g^{\alpha l} \Gamma_{ml}^\beta) \right];
\end{aligned}$$

q^j – криволинейные координаты; v^j – контравариантные компоненты вектора скорости потока $\vec{V}$; τ – время; ρ – плотность; p – давление; $\mu = \mu_t + \mu_l$ – сумма коэффициентов турбулентной и молекулярной вязкости; $\lambda = -2\mu/3$; F^i – контравариантные компоненты вектора массовых внешних сил $\vec{F}$; $g_{\delta\gamma}$ – метрический тензор; $\Delta = \sqrt{\det \|g_{\delta\gamma}\|}$; $\Gamma_{n\gamma}^\delta$ – 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; $\mu_{ef,k} = \mu_t$; $\mu_{ef,\varepsilon} = \mu_t/1,3$; $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$.

Рассматривается течение газа через один межлопаточный канал. Граничные условия формулируются следующим образом. На некотором расстоянии вверх по потоку от передних кромок лопаток задаются распределения полного давления, температуры торможения, углов потока и параметров турбулентности по высоте канала. На боковых поверхностях расчетной области, не включающих поверхности лопаток, применяются условия периодичности для всех параметров течения. На поверхностях лопаток и стенках канала граничные условия ставятся на основе метода пристеночных функций. Использование метода пристеночных функций позволяет значительно уменьшить число точек, необходимых для дискретизации расчетной области, по сравнению со случаем применения граничных условий прилипания. На выходе из расчетной области задаются нулевые значения производных параметров потока в направлении течения. Расход газа через межлопаточный канал определяется фиксированной величиной статического давления в одной точке на выходной границе расчетной области.

Методика численного решения разностных аналогов уравнений (1) – (5) включает применение методов суммарной аппроксимации и полинейного сканирования с нижней релаксацией, а также использование шага по времени в качестве релаксационного параметра. Совместное решение разностных аналогов уравнений (1) – (5) проводится по двухшаговому алгоритму коррекции давления и скорости.

При проведении исследований тангенциальный навал лопаток рабочего колеса задавался путем отклонения линии стекинга (в плоскости, перпендикулярной оси колеса) от исходного радиального расположения [1, с. 48]. На рис. 1 ось x прямоугольной системы координат xu соответствует радиальному направлению, новое положение линии стекинга обозначено пунктирной кривой. Линия стекинга описывалась в безразмерном виде квадратичной кривой Безье, опорные точки P_0 , P_1 и P_2 которой имели соответственно координаты $(0;0)$, $(x_1; y_1)$ и $(1;0)$.

Положение точки P_1 варьировалось следующим образом:

$$x_1 = 0,5 + 0,8(\xi_1 - 0,5), \quad (6)$$

$$y_1 = 0,6(\xi_2 - 0,5), \quad (7)$$

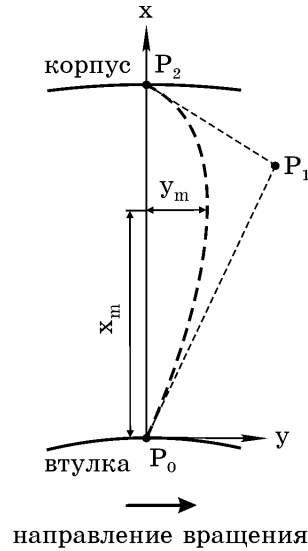


Рис. 1

где (ξ_1, ξ_2) – координаты точки равномерно распределенной последовательности в единичном квадрате. Точка с координатами $\xi_1 = \xi_2 = 0,5$ определяет исходную пространственную форму лопатки колеса. При изменении параметра ξ_1 от 0 до 1 координата x_m максимума кривой Безье на рис. 1 изменяется от 0,3 до 0,7. При варьировании ξ_2 от 0 до 1 величина максимума y_m изменяется в диапазоне от -0,15 до 0,15.

Координаты точек равномерно распределенной последовательности в единичном квадрате определялись по методике [7]. Всего было рассмотрено 32 точки такой последовательности. Для каждой точки на основе выражений (6), (7) определялось положение линии стекинга и геометрическая форма лопатки исследуемого колеса. Затем на основе численного моделирования рассчитывались энергетические характеристики колеса – зависимости адиабатического КПД колеса $\eta_{p.k.}^*$ и степени сжатия $\pi_{p.k.}^*$ от расхода воздуха G через колесо. Далее, в соответствии с подходом к выбору критериев качества, предложенным в [8], для рассматриваемой точки в области параметров ξ_1 , ξ_2 рассчитывались осредненные по расходу воздуха величины адиабатического КПД $\bar{\eta}_{p.k.}^*$ и степени сжатия $\bar{\pi}_{p.k.}^*$. Осреднение проводилось по формулам

$$\bar{\eta}_{p.k.}^* = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int_{G_{\min}}^{G_{\min} + G_{\max}} \eta_{p.k.}^* dG, \quad \bar{\pi}_{p.k.}^* = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int_{G_{\min}}^{G_{\min} + G_{\max}} \pi_{p.k.}^* dG,$$

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

Расчеты пространственного турбулентного потока в колесе выполнялись на сетке, содержащей $14 \times 14 \times 34$ узлов (по высоте, ширине и длине межлопаточного канала). Такая “грубая” расчетная сетка сохраняет, тем не менее, чувствительность расчетных значений параметров потока к изменению геометрических параметров лопаточного венца [9].

На рис.2, а) показано изменение КПД $\bar{\eta}_{p.k.}^*$ (в процентах по отношению к

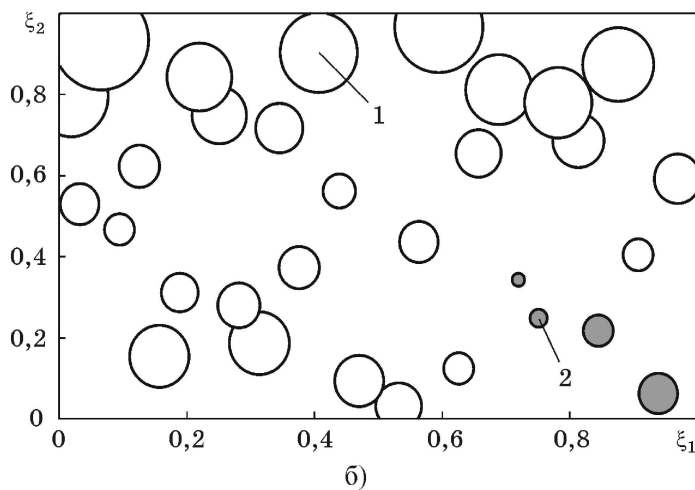
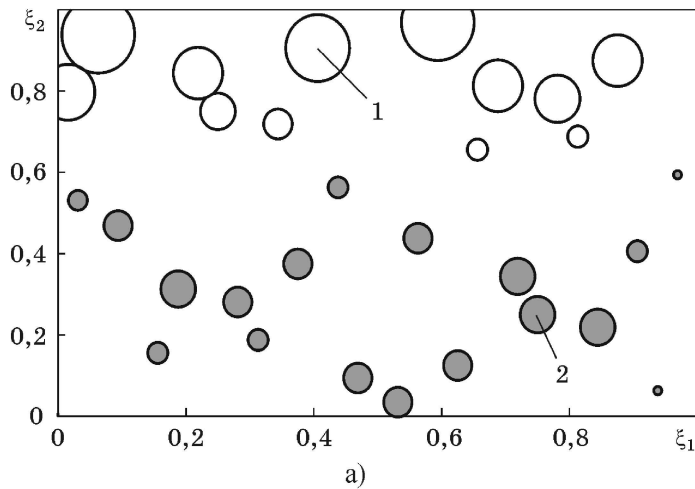


Рис. 2

значению $\bar{\eta}_{p.k.}^*$ при исходной геометрии колеса) в плоскости параметров ξ_1, ξ_2 . Площадь кружков пропорциональна изменению значений $\bar{\eta}_{p.k.}^*$. Серыми кружками обозначены положительные величины изменения КПД, белыми – отрицательные. Например, в точке, обозначенной позицией 1, значение $\bar{\eta}_{p.k.}^*$ меньше на 1,21 % по сравнению со значением $\bar{\eta}_{p.k.}^*$ при исходном варианте геометрии лопаток колеса, а в точке, обозначенной позицией 2 – на 0,36 % больше. Аналогичная диаграмма приведена на рис. 2, б), где показано

изменение степени сжатия колеса $\bar{\pi}_{p.к.}^*$ в плоскости $\xi_1\xi_2$. Здесь в точке 1 значение $\bar{\pi}_{p.к.}^*$ меньше на 2,05 % по сравнению с исходным значением $\bar{\pi}_{p.к.}^*$, а в точке 2 – больше на 0,1 %.

В соответствии с приведенными на рис. 2, а) результатами расчетов повышение адиабатического КПД колеса может быть достигнуто при $0 < \xi_2 < 0,6$, что в основном соответствует отрицательным значениям y_m для линии стекинга (рис. 1). Указанное повышение составляет не более 0,4 %. Данные на рис. 2, б) демонстрируют положительное влияние тангенциального навала лопаток на величину степени сжатия колеса лишь в небольшой области изменения переменных ξ_1 и ξ_2 , расположенной в правой нижней части единичного квадрата.

Для проверки полученных результатов использована точка 2 (рис. 2). Координаты точки: $\xi_1 = 0,750$; $\xi_2 = 0,250$. Это соответствует значениям $x_m = 0,6$ и $y_m = -0,075$ при описании линии стекинга (рис. 1). Для этой точки проведена дополнительная серия расчетов пространственного турбулентного потока в исследуемом рабочем колесе на более подробной сетке, содержащей $30 \times 40 \times 80$ узлов. Используются также имеющиеся результаты расчетов на такой сетке для исходной формы лопаток колеса [9]. Сравнение показало, что максимальное значение адиабатического КПД колеса (в рабочем диапазоне изменения расхода воздуха через колесо) увеличилось на 0,31 % по сравнению с его величиной при исходной форме лопатки. При этом степень сжатия колеса при расходе воздуха, соответствующем максимуму КПД, также увеличилась (на 0,38 %). Максимальный расход воздуха через колесо уменьшился на 0,81 % по сравнению с его значением при исходной форме лопатки.

Следует отметить, что приведенные результаты находятся в определенном противоречии с данными работ [2 – 4], где положительное влияние навала проявлялось при вогнутой форме поверхности разрезания лопаток, тогда как в данной работе положительное влияние навала прослеживается в основном при выпуклой форме этой поверхности. Для прояснения данного противоречия необходимо проведение дальнейших исследований.

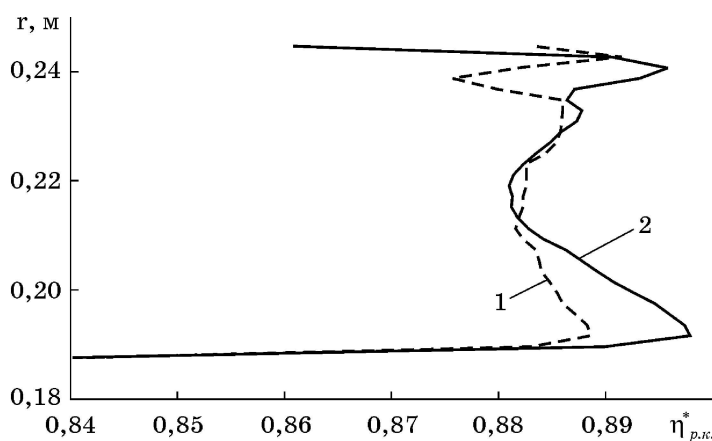


Рис. 3

Увеличение адиабатического КПД колеса при введении тангенциального навала лопаток может объясняться перераспределением параметров потока по радиусу проточной части колеса, особенно вблизи втулки и поверхности его корпуса. На рис. 3 показаны распределения адиабатического КПД по высоте канала на выходе из колеса на режимах по расходу воздуха, соответствующих максимуму КПД. Кривая, обозначенная позицией 1, соответствует исходной геометрии лопаток колеса, обозначенная позицией 2 – геометрии лопаток, определяемой точкой 2 (рис. 2).

Выводы. На основе численного моделирования пространственных турбулентных газовых течений проведено исследование влияния тангенциального навала лопаток на энергетические характеристики рабочего колеса сверхзвуковой компрессорной ступени. Показано, что при введении тангенциального навала лопаток адиабатический КПД колеса может быть повышен на 0,3 % при одновременном увеличении степени сжатия.

В дальнейшем предполагается рассмотреть влияние навала более сложной формы на характеристики неподвижных и вращающихся лопаточных венцов компрессоров.

1. Бойко А. В., Говоруценко Ю. Н., Бурлака М. В. Применение вычислительной аэродинамики к оптимизации лопаток турбомашин. Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. 191 с.
2. Simon J. Gallimore, John J. Bolger, Nicholas A. Cumpsty, Mark J. Taylor, Peter I. Wright, James M. M. Place. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading. Part II: low and high speed designs and test verification. *Journal of Turbomachinery*. October 2002. Vol. 124. P. 533–541.
3. Шелковский М. Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2012. № 7(94). С. 95–106.
4. Серков С. А., Седунин В. А., Блинов В. Л. Влияние равномерности параметров по высоте лопаток высоконагруженного осевого компрессора на его интегральные характеристики и запас газодинамической устойчивости. Труды первой научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института. (Екатеринбург, 16 – 20 мая 2016). Екатеринбург, 2016. С. 87–92.
5. Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor : NASA Technical Paper 1337, 1978. 132 p.
6. Кваша Ю. А. Расчет пространственного турбулентного потока в межлопаточных каналах сверхзвуковых компрессорных ступеней. *Техническая механика*. 1999. № 1. С. 9–13.
7. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981. 110 с.
8. Кваша Ю. А., Зиневич Н. А. К аэродинамической оптимизации рабочих колес сверхзвуковых компрессорных ступеней. *Техническая механика*. 2016. № 2. С. 55–63.
9. 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.

Получено 11.09.2017,
в окончательном варианте 19.09.2017