

УДК 621.515

М.А. ШАРОВСКИЙ, М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ, Е.А. ТОКАРЕВА, А.В. ИВЧЕНКО

“Зоря”-“Машипроект” ГП НПКГ, Николаев, Украина

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕЦТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА СО СПЕЦИАЛЬНЫМ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ

В работе представлен расчетно-экспериментальный анализ суммарных характеристик осецентробежного компрессора со “специальным” профилированием лопаточных венцов, выполненный путем расчета в современных программных комплексах FlowER, ANSYS CFX, в сопоставлении с результатами экспериментальных данных при стендовых испытаниях. Получены новые зависимости угла отставания в решетке РК от угла изгиба профиля и угла входа потока, распределение коэффициента загромождения вдоль проточной части. Выявлены трудности корректного учета структуры течения по высоте проточной части в CFD-расчете при увеличении вторичных потерь для выбранной модели турбулентности. Получены результаты как для расчетной точки, так и для пусковых режимов работы компрессора.

Ключевые слова: турбомашин, компрессор, рабочее колесо, эксперимент, характеристика, угол отставания, расход, степень сжатия, коэффициент полезного действия.

Введение

Развитие вычислительной аэродинамики на сегодняшний день позволяет оценивать газодинамические процессы, происходящие в проточной части лопаточных турбомашин. В настоящее время существует достаточно широкий выбор соответствующих программных продуктов (CFX, FlowER, Fluent), однако имеются затруднения в задании турбулентности. При этом необходимая точность ($0,5 \div 1$ %) в расчетах многоступенчатых компрессоров не обеспечивается (как правило, возможна точность ($2 \div 5$)), причем многое зависит от корректности выбора модели турбулентности при решении конкретной задачи и выбора граничных условий. При этом возрастает актуальность экспериментальных исследований.

1. Формулирование проблемы

На сегодняшний день разработаны новые методы “специального” профилирования лопаточных венцов многоступенчатого компрессора, позволяющие формировать поверхность профиля для обеспечения безотрывного состояния пограничного слоя, получения необходимого поля течения в компрессорной решетке [1, 2]. Экспериментальных данных о результатах применения новых методов профилирования в многоступенчатых компрессорах недостаточно. Вместе с тем, на этапе проектирования необходимо знать угол отставания, коэффициент потерь

для таких “специальных” решеток, распределение коэффициента загромождения по ступеням многоступенчатого компрессора [3].

Поток воздуха в компрессоре характеризуется сложностью - он трехмерный, вязкий, сжимаемый, нестационарный. Существует большое количество методов аэродинамических расчетов турбомашин [4], в том числе с применением моделей, основанных на уравнениях Навье – Стокса [5, 6, 10]. Однако вычислительные 3D-методы требуют больших затрат машинного времени, позволяют на сегодняшний день получать преимущественно стационарные решения для многоступенчатого компрессора, поэтому экспериментальные исследования по-прежнему имеют большое значение. При этом немаловажным является вопрос идентификации характеристик, полученных по расчетной модели с помощью современных программных комплексов (FlowER, ANSYS CFX) результатам экспериментальных исследований, в особенности для компрессоров нового типа, со “специальным” профилированием лопаточных венцов [7].

С увеличением степени повышения давления в многоступенчатом компрессоре существенно уменьшается объемный расход воздуха на выходе из него, что при малых значениях расхода приводит к чрезмерно малой величине высоты лопаток последних ступеней, и, как следствие, увеличению вторичных потерь в решетках, и перетекания в радиальном зазоре. Для повышения КПД в таких многоступенчатых компрессорах с малым удлинением лопаток

последних ступеней, и обеспечения прочностных характеристик, часто используют замыкающую центробежную ступень. При этом важным является вопрос распределения коэффициента загромождения потока вдоль проточной части в системе осецентрированного компрессора (ОЦБК).

Цель работы - получить экспериментальные данные о распределении основных характеристик компрессорных решеток со “специальным” профилированием лопаточных венцов по результатам испытаний осецентрированного компрессора и сопоставить их с данными расчета в современных программных комплексах, исследуя применение методов “специального” профилирования в малорасходном компрессоре.

2. Объект исследования

На предприятии “Зоря”-“Машпроект” спроектирован, изготовлен и испытан одиннадцатиступенчатый осецентрированный компрессор (ОЦК) с осевой частью “специального” профилирования. Выбор центробежной части в качестве замыкающей был обусловлен малой величиной расхода воздуха при высокой степени сжатия осевой части, при требовании высокого КПД компрессора.

3. Расчетный анализ

На первом этапе исследования ОЦК выполнялись в области номинальных режимов работы с помощью программного комплекса FlowER с сеткой $(40 \times 40 \times 64 = 102400)$ ячеек на венец, которая обычно достаточна для проведения сравнительных расчетов многоступенчатого компрессора. Рассматривалась стационарная задача, использовалась модель турбулентности – SST-Ментера (степень турбулентности на входе в компрессор $\varepsilon = 5\%$). Радиальный зазор над лопатками рабочего колеса соответствовал конструкторской документации. На втором этапе расчеты ОЦК проводились по программе ANSYS CFX (рис. 1). При построении расчетной области использовалась импортированная из TurboGrid сетка. Расчет в CFX проводился при сеточном разбиении $(300 \div 400)$ тыс. узлов на венец, в условиях существующих ограничений по компьютерной памяти. Параметр y^+ при расчете составлял: $(y^+) = 2 \div 4$. Рассматривалась стационарная задача при сочетании граничных условий полное давление на входе в компрессор, с заданием направления потока – статическое давление на выходе. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между соседними венцами: «Stage». В расчетной модели не учитывалось перетекание воздуха в статорной части через лабиринтные уплотнения. Критерием сходи-

мости при расчете в CFX являлось установление основных интегральных характеристик компрессора при достижении минимального значения величин их среднеквадратичных невязок. Положение границы устойчивой работы осевой части компрессора определялось с использованием подходов, предложенных в [8].

При проектировании центробежной ступени компрессора решалась обратная задача газодинамики методом последовательного решения прямых задач. Особенность центробежной ступени – наличие вертикальной выходной системы ограниченных габаритов при требовании обеспечения радиального угла выхода потока, что обусловило повышенный угол изгиба профиля выходного спрямляющего аппарата (ВСА). При этом по результатам расчетов центробежной ступени с помощью программного комплекса FlowER были выбраны угол конусности проточной части в меридиональной плоскости и форма выходной кромки профиля ВСА.

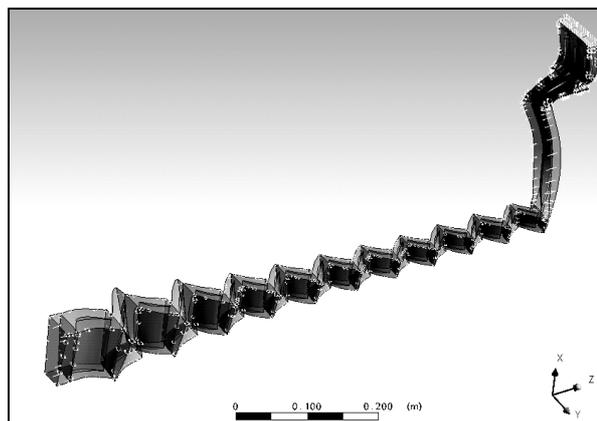


Рис. 1. Проект ОЦБК в среде ANSYS CFX

4. Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования проводились на специальном стенде для испытаний компрессоров большой мощности [7]. Замеряемыми параметрами при испытании компрессора на стенде служат распределение по высоте полных давлений и температур $(P_{01} = f(R_{cp}), T_{01} = f(R_{cp}))$, углы потока в абсолютном движении в нескольких сечениях вдоль проточной части $(\alpha_1 = f(R_{cp}))$, значение расхода воздуха через компрессор (G) и частота вращения ротора компрессора [9].

Газодинамические параметры по высоте лопаточных венцов определяются последовательным итерационным приближением для каждого сечения.

Статическое давление:

$$P = P_0 \cdot \pi(\lambda_1). \quad (1)$$

Составляющие треугольника скоростей:

$$C_{li} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_{0li} \cdot \lambda_{li} \cdot \cos \alpha_{li}};$$

$$\beta_{li} = \arctg \frac{C_{ai}}{U_1 - C_{1ui}}; W_1 = \frac{C_{1ai}}{\sin \beta_{li}}; \quad (2)$$

$$\lambda_{1wi} = W_1 / (\sqrt{2 \cdot k / (k+1) \cdot T_{0li} \cdot R}),$$

где λ_i – приведенная скорость; P_0 , T_{01} – полное давление и температура; α_{li} – угол потока на входе в решетку РК; C_{li} , W_1 , U_1 – составляющие скорости.

Расход через элементарный участок на входе в ступень:

$$\Delta G_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{cp1} \cdot \Delta R \cdot P_{01} \cdot q(\lambda_i) \cdot \sin \alpha_1 \cdot m}{\sqrt{T_{01}}}. \quad (3)$$

Сходимость решения на входе и на выходе из лопаточного венца проверяется по расходу и по высоте проточной части компрессора:

$$\delta G = \frac{|G - G_1|}{G} < 0,002, \lambda_i = f(\delta G), \quad (4)$$

где G – замеренная величина расхода воздуха; G_1 – значение расхода, рассчитанное как сумма расходов через элементарные участки ($G_1 = \Sigma \Delta G_1$).

КПД ступени:

$$\eta_{ст} = \frac{T_{0li} \cdot \left[\left(\frac{P_{02i} \cdot \sigma_1}{P_{01i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\Delta T}. \quad (5)$$

Степень повышения полного давления в ступени:

$$\pi_{ст} = P_{02i} \cdot \sigma_1 / P_{01i} \quad (6)$$

Коэффициенты потерь в РК и НА:

$$\zeta_{РК} = \left[1 - \left(\frac{P_{02w}}{P_{01w}} \right) \right] / \left[1 - \pi(\lambda_{w1}) \right];$$

$$\zeta_{НА} = \left[1 - \sigma_{на} \right] / \left[1 - \pi(\lambda_{c3}) \right]. \quad (7)$$

Коэффициент $\sigma_{на}$ определяется итерационно, исходя из максимального приближения зависимостей $\delta^{**} = f(D)$ для РК и НА:

$$\sigma_{на} = 1 - \frac{k}{2} \cdot \zeta_{на} \cdot M_{c3}^2 \cdot \varepsilon(\lambda_{c3}). \quad (8)$$

Значение относительной толщины потери импульса, отнесенной к хорде [6]:

$$\overline{\delta}_{РК}^{**} = \frac{\zeta_{РК} \cdot \sin \beta_2 \cdot \sin^2 \beta_2}{2b / t_{РК} \cdot \sin^2 \beta_1};$$

$$\overline{\delta}_{НА}^{**} = \frac{\zeta_{НА} \cdot \sin \alpha_4 \cdot \sin^2 \alpha_4}{2b / t_{НА} \cdot \sin^2 \alpha_3}. \quad (9)$$

Относительная погрешность определения массового расхода воздуха при испытаниях составляла $\delta G = \pm 0,8\%$; степени повышения давления $\delta \pi_k^{**} = \pm 1,0$; КПД компрессора: $\delta \eta_{ал}^* = \pm 1,0$.

5. Результаты расчетных и экспериментальных исследований

5.1. Анализ характеристик компрессора

При сопоставлении расчетных и экспериментальных характеристик компрессора $\pi_{k\Sigma}^* = f(G_{впр}, n_{пр})$, $\eta_{k\Sigma}^* = f(G_{впр}, n_{пр})$ рассматривались режимы, близкие к номинальной точке работы компрессора (рис. 2), а также зона пусковых режимов работы (рис. 3), при выбранных углах установки поворотных НА.

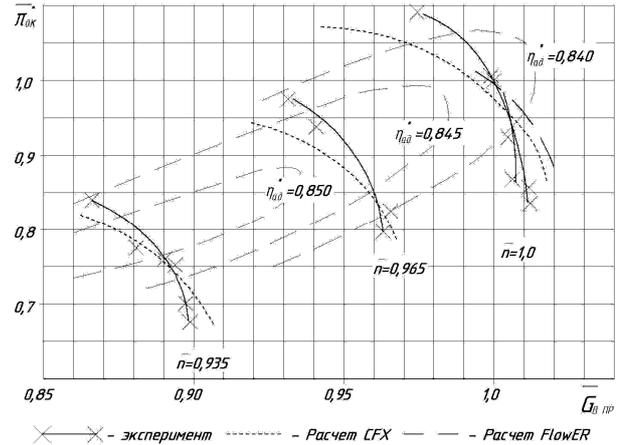


Рис. 2. Газодинамическая характеристика осевой части компрессора на режимах, близких к номинальной точке работы компрессора

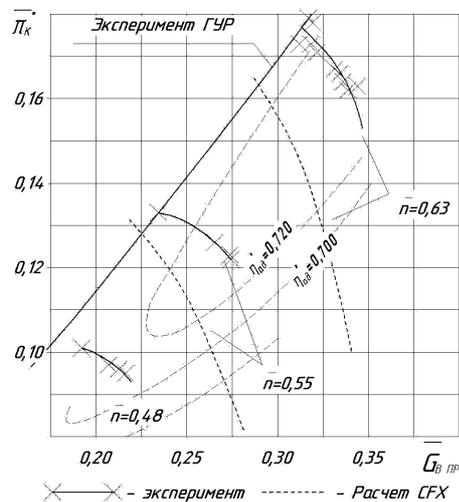


Рис. 3. Расчетно-экспериментальная характеристика ОЦБК в зоне пусковых режимов

В номинальной точке при исходном положении поворотных НА проведенные CFD-расчеты соотносятся с результатами эксперимента по расходу следующим образом:

	Расчет FlowER	Расчет CFX	Испытания
$G_{впр}$	0,997	0,993	1,00

Точность определения расхода в номинальной точке составляет $(0,3 \div 0,7)\%$. Характеристика третьей ступени приведена на рис. 4 в сопоставлении с данными расчета с использованием программных комплексов FlowER и ANSYS CFX. Расчетные значения коэффициента напора, определенные в FlowER и CFX, близки друг к другу и к экспериментальным значениям в области номинального режима, при этом расчеты во FlowER выполнены при минимально допустимом для моделирования трехмерного вязкого течения количестве элементов сетки. Расчет зоны пусковых режимов производился в программном комплексе ANSYS CFX - расхождение расчетных и экспериментальных данных по расходу составляет $(3 \div 5)\%$. Следует отметить, что результаты CFD-расчетов зависят от корректности выбора модели турбулентности и опыта расчетчика при выборе граничных условий.

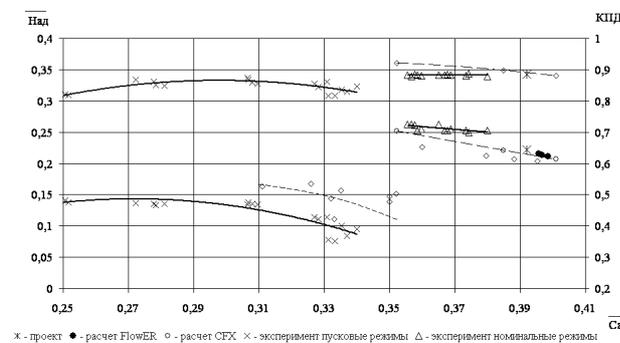


Рис. 4. Расчетно-экспериментальная характеристика третьей ступени компрессора

5.2. Анализ угла отставания

Обработка результатов эксперимента применительно к углу отставания проводилась при условии равенства величины относительной толщины потери импульса в следе за решеткой РК и НА ступени [7]. При получении коэффициента m (тангенса угла наклона кривой зависимости угла отставания от угла изгиба профиля $\frac{\delta - \delta_0}{\theta}$) (рис. 5) предполагалось, что величина угла отставания при нулевом изгибе профиля неизменна для решеток специального профилирования и для стандартных решеток профилей [3, 7].

По результатам экспериментальных исследований осевая часть компрессора была идентифицирована по осесимметричной двумерной расчетной модели с учетом полученных поправок на угол отставания потока, в зависимости от плотности решетки, угла изгиба профиля, величины угла входа потока.

Результаты сопоставления экспериментального и расчетного изменения угла отставания потока от угла атаки для осевой части компрессора со “специ-

альным” профилированием лопаточных венцов неоднозначны.

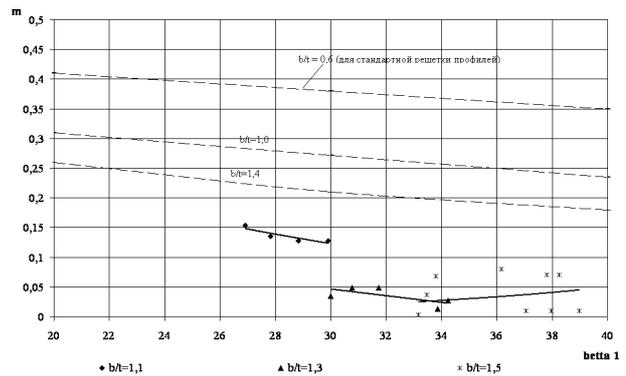


Рис. 5. Зависимость коэффициента m от плотности решетки и угла входа потока

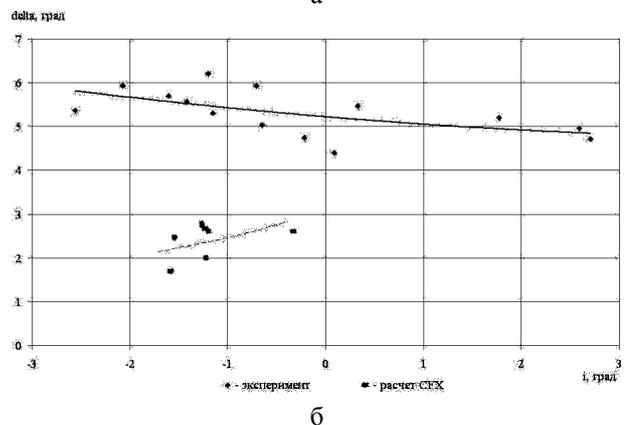
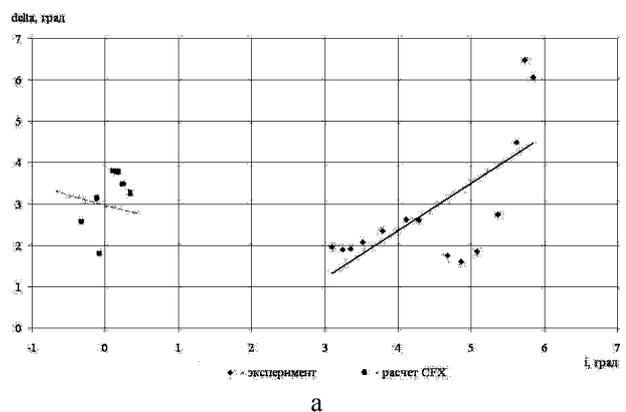


Рис. 6. Зависимость угла отставания от угла атаки в решетке 2РК (а) и 5РК(б) в средней части профиля

Угол отставания, полученный при расчете CFX для РК второй ступени (рис. 6а) совпадает с экспериментальными значениями по абсолютному значению ($\delta = (2 \div 4)^\circ$). Расчетный угол отставания для РК пятой ступени (рис. 6б) в средних сечениях решетки составляет ($\delta = (2 \div 3)^\circ$), по результатам же экспериментальных балансировок его значения выше расчетных по всей высоте решетки ($\delta = (4 \div 6)^\circ$).

При расчете компрессора со “специальным” профилированием лопаточных венцов это может объясняться слабым изменением угла отставания

потока в средней части профиля пера лопатки при незначительном угловом отрыве во втулочной области и дальнейшем увеличении вторичных потерь. В пристеночной области в результате расчета в некоторых случаях наблюдается неравномерность эпюры распределения поля полного давления, угла натекания потока, что частично подтверждается в результате экспериментального исследования структуры течения в межлопаточных каналах НА (рис. 7 – 9). При этом результаты расчета суммарных параметров компрессора ($G_{ВПР}$, π_k^*), как видно из сопоставления суммарных характеристик (рис. 2,

3), хорошо согласуются с результатами эксперимента, что объясняется соответствием распределения вдоль проточной части среднемассовых параметров, полученных в результате расчета экспериментальным данным. Дальнейшее улучшение точности расчета может быть достигнуто при дополнительном учете влияния перетекания рабочего тела между ступенями компрессора во втулочной области, при увеличении объема расчетной сетки с целью лучшего разрешения структуры течения у концевых ограничивающих поверхностей.



Рис. 7. Эпюры изменения угла потока в межлопаточном канале НА по высоте вдоль проточной части компрессора (1-я, 5-я и 6-я ступени соответственно)



Рис. 8. Эпюры полного давления в межлопаточном канале НА по высоте вдоль проточной части компрессора (1-я, 5-я и 6-я ступени соответственно)

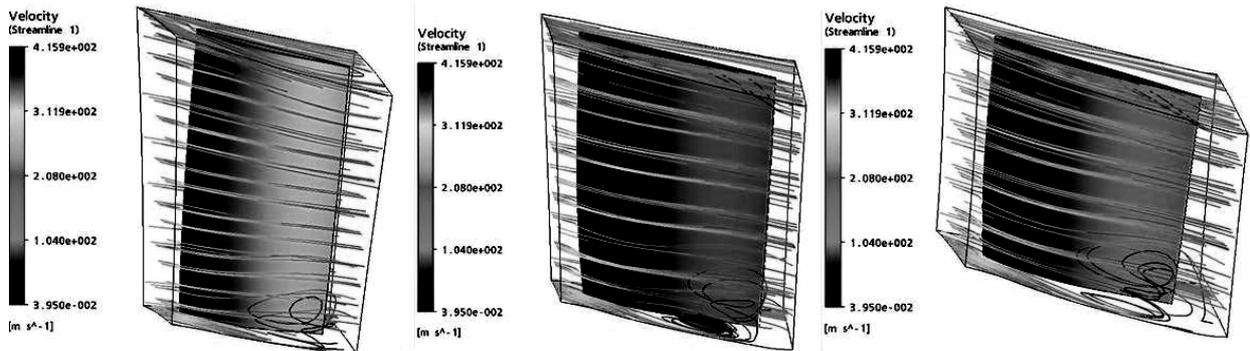


Рис. 9. Линии тока в межлопаточных каналах НА 1-ой, 5-ой и 6-ой ступеней

5.3. Анализ коэффициента запаса по расходу

По результатам обработки экспериментальных данных был определен коэффициент запаса по расходу (K_g) вдоль проточной части (рис. 6):

$$K_g = \frac{G_{\text{равн}}}{G_{\text{зам}}} = \frac{\int_0^F \left((m \cdot F_i \cdot P_i^* \cdot \sigma_{\text{на}} \cdot \sin \alpha_{4i} \cdot q(\lambda_i)) / \sqrt{T_i^*} \right) dF_{\text{равн}}}{\int_0^F \left((m \cdot F_i \cdot P_i^* \cdot \sigma_{\text{на}} \cdot \sin \alpha_{4i} \cdot q(\lambda_i)) / \sqrt{T_i^*} \right) dF_{\text{зам}}}, \quad i = 1, \dots, 15. \quad (10)$$

При расчете использованы данные траверсирования поля полного давления (рис. 7, 8). Здесь же приведены результаты расчетного определения коэффициента K_g (CFX), в номинальной точке работы компрессора.

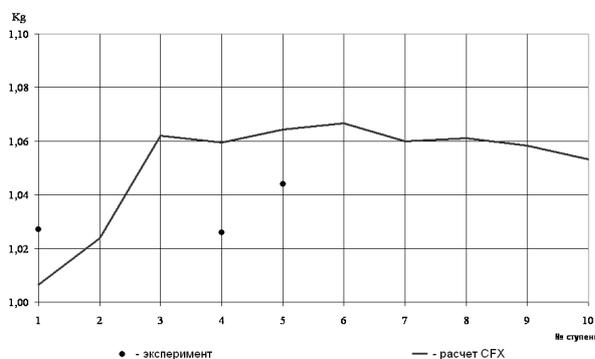


Рис. 10. Расчетно-экспериментальное распределение коэффициента K_g по ступеням компрессора

Заключение

Результаты расчета суммарных характеристик компрессора со “специальным” профилированием лопаточных венцов с помощью программных комплексов FlowER, ANSYS CFX согласуются с результатами эксперимента в расчетной точке по расходу с точностью (0,3÷0,7)%, однако для пусковых режимов расхождение расчетных (CFX) и экспериментальных данных составляет (3÷5)%.

Для отдельных ступеней при CFD-расчете основные области с повышенным углом отставания в решетке РК сосредоточены в пристеночных зонах, в то время как по результатам экспериментальных исследований увеличение угла отставания происходит по всей высоте профиля пера лопатки.

Получено распределение коэффициента запаса по расходу вдоль проточной части компрессора. Результаты могут быть использованы в дальнейшем при проектировании многоступенчатого компрессора.

Литература

1. Василенко С.Е. Влияние формы средней линии профилей на потери в концевых областях прямых компрессорных решеток / С.Е. Василенко, В.В. Огнев, Р.З. Тумашев // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – № 2. – С. 76-79.
2. Василенко С.Е. Совершенствование КНД ГПА 25 применением специального профилирования последних ступеней компрессора / С.Е. Василенко, В.Е. Спицын, М.А. Шаровский // Судовое и энергетическое машиностроение: сб. ст. ; ГПНПКГ “Зоря”-“Машипроект”. – Николаев, 2004. – Т. 1. – С. 157-163.
3. Холицевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К.В. Холицевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
4. Макнэлли. Обзор методов расчёта внутренних течений в применении к турбомашинам / Макнэлли, Сокол // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов. – 1985. – Т. 107, № 1. – С. 103-122.
5. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: монография / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Х.: ХПИ, 2002. – 356 с.
6. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатоступеневих турбомашинах “FlowER” / С.В. Єршов, А.В. Русанов // Свід. про держ. реєстрацію прав автора на винах., ПА №77. Держ. агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
7. Шаровский М.А. Характеристики многоступенчатого компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов / М.А. Шаровский, Е.А. Токарева, М.Ю. Шелковский // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО “Мотор Сич”, 2007. – № 3. – С. 56-61.
8. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий / В.Е. Спицын, М.А. Шаровский, А.В. Ивченко, Е.А. Токарева, М.Ю. Шелковский // Современные технологии в газотурбостроении. – 2009. – №4/5 (40). – С. 37-41.
9. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы / В.П. Преображенский – М.: Энергия, 1978. – 320 с.
10. CFX-11 Documentation, ANSYS Canada Ltd, Waterloo, Ont, Canada, 2004.

Поступила в редакцию 31.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук В.И. Романов, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев.

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМ ПРОФІЛЮВАННЯМ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ

М.А. Шаровський, М.Ю. Шелковський, О.О. Токарева, А.В. Івченко

У роботі представлений розрахунково-експериментальний аналіз сумарних характеристик відцентрового компресора зі "спеціальним" профілюванням лопаткових вінців, виконаний шляхом розрахунку в сучасних програмних комплексах FlowER, ANSYS CFX, у протиставленні з результатами експериментальних даних при стендових випробуваннях. Отримані нові залежності кута відставання в решітці РК від кута вигину профілю та кута входу потоку, розподіл коефіцієнта загромождження уздовж проточної частини. Виявлено труднощі коректного розрахунку структури течії по висоті проточної частини в CFD-розрахунку при збільшенні вторинних втрат для обраної моделі турбулентності. Отримано результати як для розрахункової точки, так і для пускових режимів роботи компресора.

Ключові слова: турбомашина, компресор, робоче колесо, експеримент, характеристика, кут відставання, расход, коефіцієнт корисної дії.

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AXIAL-CENTRIFUGAL COMPRESSOR WITH "SPECIAL" PROFILING OF BLADES

M.A. Sharovsky, M.Y. Shelkovsky, Y.A. Tokareva, A.V. Ivchenko

This paper presents a computational and experimental analysis of the overall characteristics axial-centrifugal compressor with "special" profiling of blades, made by the calculation in modern software complexes FlowER, ANSYS CFX, compared with the results of experimental data tests. The new depending on the deviation angle of the rotor blades of the bending angle profile and the angle of the entrance flow, the distribution of blockage coefficient blockage along the flow part are obtained. Difficulties in the correct accounting of the flow structure at a height of flow in the CFD-calculation with an increase in secondary losses for the selected turbulence model are shown. The results for the calculated point, and for starting modes of the compressor are obtained.

Key words: turbomachinery, compressor, impeller, experiment, characteristic, deviation angle, flow rate, pressure ratio, efficiency.

Шаровський Михайл Антонович – начальник сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Шелковський Михайл Юрьевич – инженер 2 категории сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Токарева Елена Александровна – инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Івченко Анатолій Владимирович – инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.