

УДК 621.515

М. Ю. ШЕЛКОВСКИЙ

ГП НПКГ “Зоря”-“Машипроект”, Украина

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОСЕВОГО ДЕСЯТИСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА СТАЦИОНАРНОГО ГТД

Десятиступенчатый осевой компрессор для стационарного малоразмерного ГТД был перепрофилирован с помощью метода аэродинамического совершенствования лопаточных венцов на основе центрального композиционного планирования и симплекс метода оптимизации. Для расчетов трехмерного вязкого сжимаемого течения использовалась аэродинамическая параметрическая модель компрессора, созданная с помощью программного комплекса ANSYS CFX и верифицированная по результатам эксперимента. Показан рост эффективности компрессора с оптимизированной геометрией лопаточных венцов при комплексном введении парусности рабочих лопаток, обратной S-образности выходных кромок периферийных сечений лопаток рабочих колес, тангенциального навала в лопатках направляющих аппаратов. Рассмотрены расчетные характеристики компрессорных решеток с оптимальным профилированием лопаточных венцов.

Ключевые слова: компрессор, оптимизация, средняя линия, навал, характеристика, коэффициент полезного действия.

Введение

Расчетно-экспериментальные исследования являются основным инструментом аэродинамического совершенствования компрессоров газотурбинных двигателей (ГТД) на этапе их доводки. В настоящее время существуют программные комплексы FlowER, Numeca, ANSYS CFX, Fluent, FlowVision, и др. для решения прямой задачи газодинамики в трехмерной вязкой постановке, с помощью которых можно оценить эффективность различных мероприятий по аэродинамическому совершенствованию лопаточной системы компрессора. Поиск оптимального решения даже применительно к одной ступени является сложной задачей ввиду многокритериальности, многопараметричности, многоэкстремальности, наличия взаимного влияния между источниками потерь.

1. Постановка задачи

Для ускорения поиска оптимальной формы профиля пера лопатки, в существующие программные комплексы (ПК) прямых трехмерных аэродинамических расчетов включают управляющие программы с диалоговой или автоматизированной оптимизацией [1, 2]. В работе [3] оптимизация углов установки рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА) семиступенчатого осевого компрессора с использованием ПК Numeca и методов планирования эксперимента позволила повысить его КПД на $(0,5 \div 1,2)\%$. Совершенствование геометрических параметров многоступенчатого компрессора [4] с помощью CFD расчетов, наряду с использованием CDA-профилирования, по-

зволило увеличить массовый расход на 7% и КПД на $(0,8 \div 1,0)\%$. В работах [5, 6] перепрофилирование многоступенчатых осевых компрессоров привело к росту их КПД на $(0,5 \div 1,0)\%$.

Изменение геометрии лопаточных венцов осевых ступеней компрессора путем применения навала, парусности, S-образности с “управляемой” диффузорностью профилей и т.д. приводит к повышению их эффективности [7-9]. В связи с этим, целью работы являлась аэродинамическая оптимизация лопаточных венцов РК и НА десятиступенчатого осевого компрессора стационарного малоразмерного ГТД [10] путем комплексного пространственного профилирования на основе метода их совершенствования, предложенного в работе [11] с использованием ПК ANSYS CFX.

2. Решение задачи

Десятиступенчатый компрессор (рис. 1) имеет следующие расчетные параметры: $G_{Впр} = 21,3$ кг/с, $\pi_k^* = 9,0$; $\eta_{sk}^* = 0,850$. Лопаточные венцы РК и НА компрессора были спроектированы методом “управляемой” диффузорности. Характерная их особенность - S-образность формы средней линии профилей.

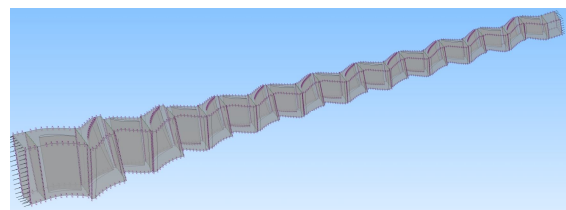


Рис. 1. Вид осевого компрессора в ANSYS CFX

2.1. Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования исходного компрессора проводили на стенде для испытаний компрессоров большой мощности [12]. Замеряемыми параметрами служили распределение вдоль проточной части полных давлений и температур, углов потока в абсолютном движении, значение расхода воздуха через компрессор, частота вращения ротора.

По результатам эксперимента изоэнтروпический КПД компрессора при $\pi_k^* = 9,0$, оптимальных углах установки поворотных НА составил $\eta_k^* = 0,845$. Вместе с тем, замеренный расход воздуха через компрессор оказался ниже номинального, а дальнейший поворот лопаток НА на “+” с целью его увеличения приводил к существенному ухудшению характеристик первых ступеней.

2.2. Расчетные исследования

Расчетные исследования компрессора выполняли в ПК ANSYS CFX, с помощью модели RANS, в стационарной постановке. Расчетной областью каждого лопаточного венца являлась периодическая часть, содержащая одну лопатку (рис. 1). Сеточная топология, построенная в TurboGrid разрешением (300-400) тыс. узлов на венец, состояла из O-сетки около поверхности лопатки и H-J-L сетки в остальной части межлопаточного канала. Граничными условиями задавали полное давление (101325 Па) и полную температуру (288 К) на входе в компрессор, среднее по площади выхода статическое давление на выходе. Степень турбулентности на входе в компрессор принимали $\epsilon = 5\%$. Моделирование проводили с использованием технологии параллельных вычислений на 32-процессорном вычислительном кластере.

Учитывая, что выбор модели турбулентности имеет важное значение при использовании RANS-моделирования, газодинамическую численную модель компрессора, созданную в ПК ANSYS CFX, верифицировали на предмет согласования экспериментальных характеристик с расчетными. При этом анализировали наиболее распространенные двухпараметрические k-ε, k-ω, SST, BSL модели.

Из результатов расчета характеристик компрессора на номинальной частоте вращения в диапазоне от режима запыриания до границы устойчивой работы

$$\overline{\pi_k^*} = f(\overline{G_{Впр}}); \eta_k^* = f(\overline{G_{Впр}})$$

(где $\overline{\pi_k^*} = \pi_k^* / \pi_{k, ном}^*$, $\overline{G_{Впр}} = G_{Впр} / G_{Впр, ном}$)

следует, что наилучшее согласование расчета и эксперимента достигается при использовании SST-модели (рис. 2). В этом случае на номинальном ре-

жиме невязка расчет-эксперимент по расходу составляет $\Delta G_{мод} = 0,9\%$, а по КПД $\Delta \eta_{мод} = 0,2\%$.

При использовании BSL, k-ω моделей: $\Delta G_{мод} = 2,0\%$, а $\Delta \eta_{мод} = 0,9\%$. Наихудшее согласование по расходу получено применением k-ε модели ($\Delta G_{мод} = 2,6\%$), вместе с тем невязка расчет-эксперимент по КПД в этом случае составляет $\Delta \eta_{мод} = 0,2\%$.

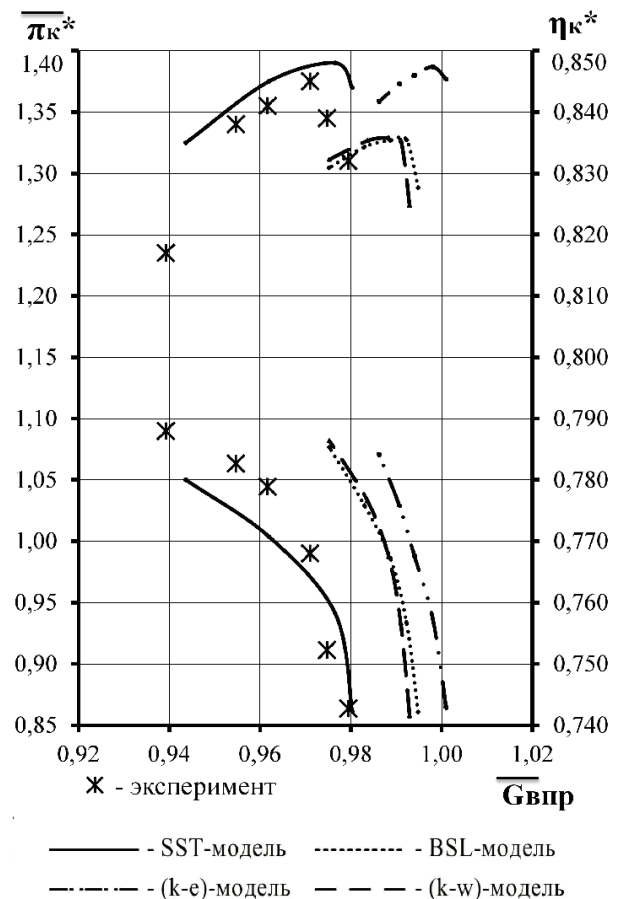


Рис. 2. Результаты расчета суммарной характеристики компрессора на номинальной частоте вращения при различных моделях турбулентности

По результатам обработки экспериментальных и расчетных данных определяли коэффициент загромождения K_g вдоль проточной части компрессора (рис. 3) по зависимости [10]:

$$K_g = \frac{G_{равн}}{G_{неравн}} = \frac{\int_0^F (\rho_i \cdot C_{ai} \cdot F_i)_{равн} dF}{\int_0^F (\rho_i \cdot C_{ai} \cdot F_i)_{неравн} dF}, \quad (1)$$

где $G_{равн}$ ($G_{неравн}$) - расход воздуха в рассматриваемом сечении проточной части компрессора, рассчитанный без учета (с учетом) загромождения соответственно.

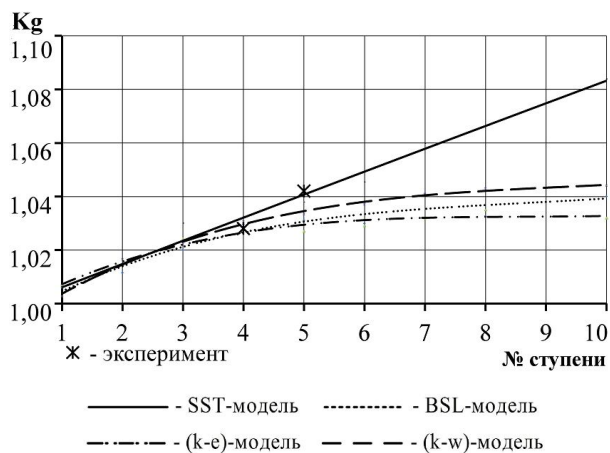


Рис. 3. Изменение коэффициента K_g вдоль проточной части компрессора

Как видно, установленные отличия при расчете компрессора с помощью различных моделей турбулентности объясняются различным изменением степени загромождения вдоль проточной части, что влияет на согласование ступеней и, как следствие, приводит к изменению его суммарных характеристик. Наилучшее согласование расчета и эксперимента обусловили выбор SST-модели турбулентности в дальнейших расчетах компрессора.

2.3. Аэродинамическое совершенствование компрессора

Аэродинамическую оптимизацию лопаточных венцов компрессора выполняли с использованием центрального композиционного планирования, поиском оптимального решения симплекс методом по поверхности отклика [11]. Для этого использовали численную параметрическую модель компрессора, созданную в ПК ANSYS CFX и верифицированную по результатам эксперимента. Лопатки РК и НА разбивали на 7 сечений по высоте.

Анализ результатов расчета трехмерного вязкого потока показал, что в концевых сечениях РК (НА) на номинальном режиме работы существует отрыв потока на стороне разрежения вблизи выходной кромки, что приводит к большим потерям кинетической энергии и ухудшению эффективности. Поэтому, на первом этапе варьируемыми переменными являлись следующие геометрические параметры:

- коэффициент S-образности периферийного сечения лопатки РК (соответствующего ее относи-

тельной высоте $\bar{h} = 1,0$), $(P_{S7})_{РК}$ [9];

- коэффициент S-образности сечения лопатки РК при $\bar{h} = 0,9$, $(P_{S6})_{РК}$;

- парусность лопатки РК, $\bar{b}_{РК}$;

- навал лопатки НА у корня (при $\bar{h} = 0$), $(\theta_1)_{НА}$ [9];

- навал лопатки НА при $\bar{h} = 1,0$, $(\theta_7)_{НА}$.

Для группы (1-3) ступеней варьируемыми переменными также являлись:

- коэффициент S-образности сечений лопатки РК и НА при $\bar{h} = 0,2 \div 0,8$, $(P_{S2} \div P_{S6})_{РК}$, $(P_{S2} \div P_{S6})_{НА}$.

- навал лопатки РК при $\bar{h} = 0$, $(\theta_1)_{РК}$;

- навал лопатки РК при $\bar{h} = 1,0$, $(\theta_7)_{РК}$.

При определении геометрических углов выхода лопаток были использованы результаты экспериментального исследования S-образных решеток профилей [9, 10, 12, 13].

На втором этапе варьируемыми параметрами являлись углы установки концевых сечений профилей НА 6-10 ступеней, для учета составляющих скоростей вторичного течения - подстройкой передних кромок лопаток относительно потока с целью снижения локальных углов атаки (рис. 4).

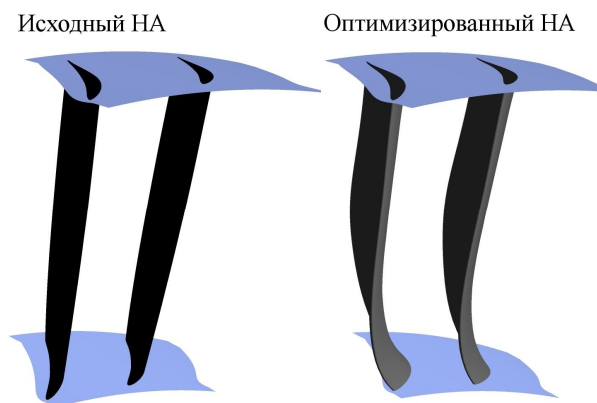


Рис. 4. Вид лопаточных венцов НА компрессора

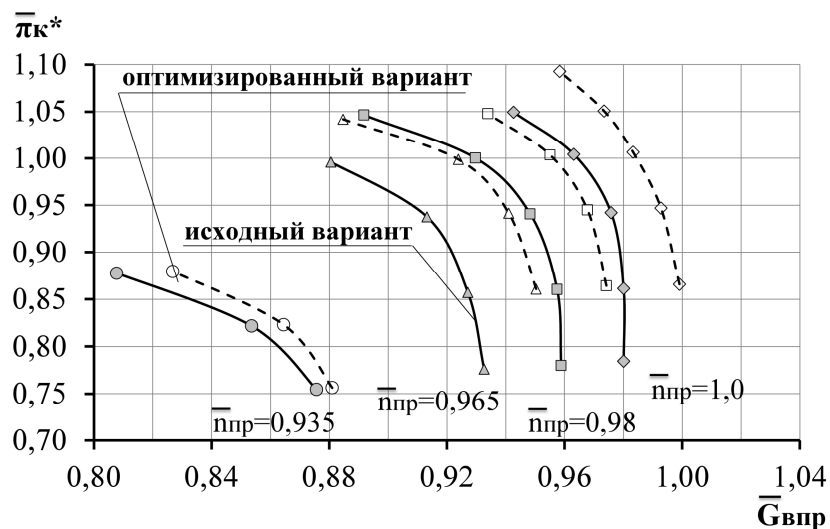
Варьирование геометрических параметров в ходе оптимизации выполняли последовательно для каждой ступени, в системе многоступенчатого компрессора, для газодинамического согласования РК, НА и учета эффектов взаимного влияния ступеней. Критерием оптимизации был выбран КПД компрессора на номинальном режиме его работы. Положение границы устойчивой работы компрессора контролировали по значениям критериев срыва РК и НА – диффузорности входного участка решетки $A_r / A_1 = f(\lambda)$ и коэффициенту диффузорности по

Либляйну D, для их определения использовали обобщения экспериментальных данных [14].

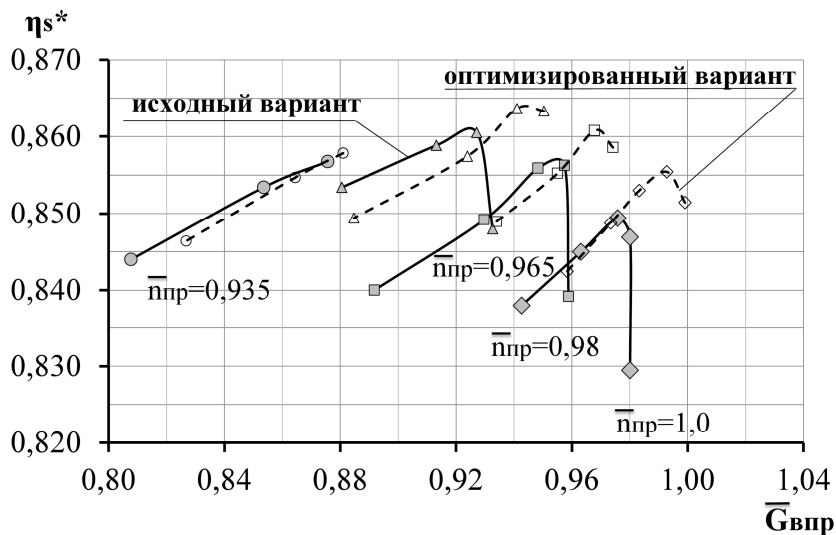
На диапазоны изменения коэффициентов расхода и напора каждой ступени, а также расхода и степени повышения полного давления компрессора накладывались ограничения для обеспечения постоянства режима течения. Кроме того, диапазоны изменения геометрии РК (НА) были выбраны с учетом конструктивных ограничений.

В результате аэродинамической оптимизации изэнтропический КПД компрессора на номинальном режиме вырос на 0,8% (рис. 5). Указанное по-

вышение эффективности достигается за счет снижения профильных и концевых потерь, ослабления эффекта радиального зазора путем применения парусности рабочих лопаток и обратной S-образности выходных кромок их периферийных сечений, тангенциального “навала” в лопатках НА. КПД первой ступени вырос на 1,0%, а КПД второй ступени на 1,1%. Устранение отрывов потока в РК второй, третьей, пятой ступеней, а также НА первой, десятой ступеней вблизи втулки (рис. 6-7) также привело к увеличению расхода воздуха на 2,4%.



а



б

Рис. 5. Расчетные газодинамические характеристики исходного и оптимизированного компрессора

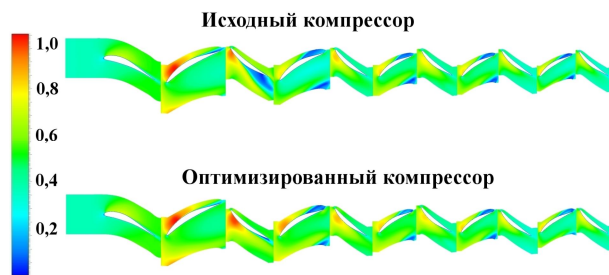


Рис. 6. Поля числа Маха вблизи втулки ($\bar{h} = 0,15$) в межлопаточных каналах РК и НА (1-5) ступеней исходного и оптимизированного компрессора

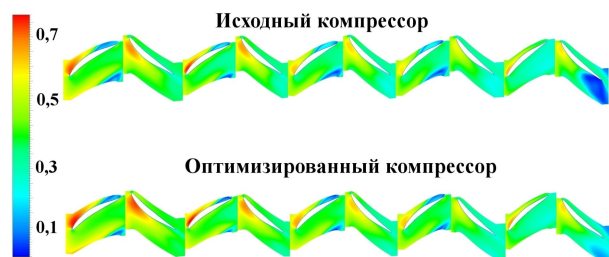


Рис. 7. Поля числа Маха вблизи втулки ($\bar{h} = 0,15$) в межлопаточных каналах РК и НА (6-10) ступеней исходного и оптимизированного компрессора

Полученный результат позволил повысить КПД компрессора с сохранением периферийного и втулочного контура проточной части, без изменения числа лопаток РК и НА.

Заключение

1. Выполнена аэродинамическая оптимизация лопаточных венцов десятиступенчатого осевого компрессора стационарного малоразмерного ГТД путем комплексного применения тангенциального навала в лопатках НА, парусности рабочих лопаток, обратной S-образности выходных кромок периферийных сечений РК, с учетом эффектов взаимного влияния ступеней. Для этого использована численная параметрическая модель компрессора, созданная в ПК ANSYS CFX и верифицированная по результатам эксперимента.

2. В результате снижения профильных и концевых потерь, ослабления эффекта радиального зазора изоэнтропический КПД компрессора на номинальном режиме вырос на 0,8%, а расход воздуха - на 2,4%.

3. Показано, что использование SST-модели турбулентности в CFD-расчетах многоступенчатого компрессора методом RANS приводит к наилучшему согласованию их результатов с экспериментом.

Литература

1. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст] : моногр. / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, С. В. Еришов, А. В. Русанов, С. Д. Северин. – Х. : НТУ “ХПИ”, 2002. – 356 с.
2. Яковлев, В. А. Оптимальное пространственное профилирование лопаточных аппаратов турбин на основе расчета трехмерного вязкого потока [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 / Яковлев Виктор Андреевич. – Х., 2011. – 172 с.
3. Матвеев, В. Н. Улучшение характеристик многоступенчатого компрессора за счёт использования методов оптимизации [Текст] / В. Н. Матвеев, О. В. Батурич, Г. М. Попов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 8(105). – С. 103-107.
4. Compressor design from specification to validation – application of a fast and reliable process [Text] / M. Micheli, W. Kappis, G. Guidati, M. Felderhoff // *ASME paper GT2009-59217*. – 8 p.
5. Redesign of an 11-stage axial compressor for industrial gas turbine [Text] / K. Terauchi, D. Kariya, S. Maeda, K. Yoshiura // *ASME paper GT2005-68689*. – 7 p.
6. Design and development of a 14-stage axial compressor for industrial gas turbine [Text] / T. Ikeguchi, A. Matsuoka, Y. Sakai, Y. Sakano, K. Yoshiura // *ASME paper GT2012-68524*. – 10 p.
7. Кампсти, Н. Аэродинамика компрессоров [Текст] : пер. с англ. / Н. Кампсти. – М. : Мир, 2000. – 688 с.
8. Гостелов, Дж. Аэродинамика решеток турбомашин [Текст] : пер. с англ. / Дж. Гостелов. – М. : Мир, 1987. – 385 с.
9. Шелковский, М. Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток [Текст] / М. Ю. Шелковский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 7 (94). – С. 95–106.
10. Расчетно-экспериментальное исследование осецентрибежного 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.
11. Шелковский, М. Ю. Метод аэродинамической оптимизации лопаточных венцов компрессора [Текст] / М. Ю. Шелковский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 8 (105). – С. 108–115.
12. Шаровский, М. А. Расчетный и экспериментальный анализ характеристик ступеней компрессора, спроектированных методом специального профилирования [Текст] / М. А. Шаровский, А. В. Ивченко, М. Ю. Шелковский // *Вестник двигателестроения*. – 2006. – № 3. – С. 26-31.
13. Герасименко, В. П. Расчетно-экспериментальное исследование газодинамических характери-

стик компрессорных решеток в системе многоступенчатого компрессора [Текст] / В. П. Герасименко, М. Ю. Шелковский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 8 (95). – С. 61-68.

14. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицирован-

ной модели с использованием CFD-технологий [Текст] / В. Е. Спицын, М. А. Шаровский, А. В. Ивченко, Е. А. Токарева, М. Ю. Шелковский // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 37-41.

Поступила в редакцию 12.06.2014, рассмотрена на редколлегии 16.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой турбин С. И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

АЕРОДИНАМІЧНЕ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОСЬОВОГО ДЕСЯТИСТУПІНЧАТОГО КОМПРЕСОРА СТАЦІОНАРНОГО ГТД

М. Ю. Шелковський

Десятиступінчатий осьовий компресор для стаціонарного малорозмірного ГТД був перепрофільований за допомогою метода аеродинамічного вдосконалення лопаткових вінців на основі центрального композиційного планування і симплекс методу оптимізації. Для розрахунків тривимірної в'язкої течії використовувалася аеродинамічна параметрична модель компресора, створена за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX і верифікована за результатами експерименту. Показано зростання ефективності компресора з оптимізованою геометрією лопаткових вінців при комплексному введенні парусності робочих лопаток, зворотньої S-образності вихідних кромки на периферії лопаток робочих коліс, тангенціального навалу в лопатках направляючих апаратів. Розглянуто основні результати розрахунків характеристик компресорних решіток з оптимальним профілюванням лопаткових вінців.

Ключові слова: компресор, оптимізація, середня лінія, навал, характеристика, коефіцієнт корисної дії.

AERODYNAMIC IMPROVEMENT OF AXIAL TEN-STAGE COMPRESSOR OF STATIONARY GTE

M. Y. Shelkovsky

Ten step axial compressor for stationary GTD was redesigned using method of compressor blade vanes aerodynamic optimization, based on the central composition planning and simplex optimization method. The aerodynamic parametric compressor model, created by a CFD-code ANSYS CFX and verified on experiment results was used for the calculations of three-dimensional viscous flow. The growth of compressor efficiency with the blade vanes optimized geometry using complex chord modification along the blade, S-shape rotor blade vanes shroud sections trailing edges profiling, stator blade vanes lean was shown. The main results of characteristics calculations of compressor vanes with optimal profiling blade rows are considered.

Key words: compressor, optimization, middle line, lean, characteristic, efficiency.

Шелковский Михаил Юрьевич - инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров, ЦНИОКР «Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.