

Про збільшення ККД відцентрового ступеня компресора в малорозмірних ГТД з вісевідцентровим компресором. Застосування «закритого» робочого колеса є принциповою можливістю одержання високоефективного відцентрового ступеня. Розглядається газодинамічний аспект його проектування і виготовлення

Ключові слова: вісевідцентровий компресор, газодинамічні характеристики, відцентрове колесо

Об увеличении КПД центробежной ступени компрессора в малоразмерных ГТД с осецентрированным компрессором. Применение «закрытого» рабочего колеса как принципиальная возможность получения высокоэффективной центробежной ступени. Рассматривается газодинамический аспект ее проектирования и изготовления

Ключевые слова: осецентрированный компрессор, газодинамические характеристики, центробежное колесо

About increase in efficiency of a centrifugal step of the compressor in low-dimensional GTD with the osesentrobezhny compressor. Use of the "closed" driving wheel as basic possibility of receiving a highly effective centrifugal step. The gazodinamicheskyy aspect of its design and manufacturing is considered

Key words: mixed-flow compressor, gas dynamic performances, impeller

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ ОСЕЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА СТАЦИОНАРНОГО ГТД

М. А. Шаровский

Начальник сектора газодинамики*

Е. А. Усатенко

Ведущий специалист сектора газодинамики*

М. Ю. Шелковский

Инженер сектора газодинамики*

И. А. Зубрицкая

Ведущий специалист*

*Отдел компрессоров

ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект»

пр. Октябрьский, 42-а, г. Николаев, 54018

Контактный тел.: (0512) 49-76-74

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

1. Введение

При разработке многоступенчатых высоконапорных компрессоров для малоразмерных ГТД важной проблемой является обеспечение высокого КПД их последних ступеней [1]. Опасность развития вторичных течений, перетекания в радиальном зазоре при уменьшении величины объемного расхода воздуха в лопатках малой высоты приводит к целесообразности применения осецентрированных компрессоров [2]. Однако при использовании центробежной ступени с высоким относительным диаметром втулки возникают трудности управления торцевыми и радиальными зазорами над рабочим колесом, обеспечения расчетного обтекания лопаточного диффузора при неравномерной эпюре параметров на входе. Возможное решение проблемы - применение рабочего колеса с присоединенным покрывным диском так называемого «закрытого» типа.

2. Проектирование и расчетный анализ

На предприятии ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» спроектирован, изготовлен и испытан одиннадцатиступенчатый осецентрированный компрессор (ОЦК) с центробежным рабочим колесом (ЦБК) закрытого типа [3,4].

Основные параметры центробежной ступени приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные параметры центробежной ступени ОЦК при расчете по среднему

Наименование параметра	Значение
Относительный диаметр втулки на входе в ступень	0,892
Приведенный расход воздуха на входе в ступень, кг/с	3,25
Степень повышения давления, $\pi_{ст}$	1,55
Адиабатический КПД ступени, $\eta_{ад}^*$	0,845
Приведенная окружная скорость по наружному диаметру на выходе из центробежного рабочего колеса, м/с	269
Угол выхода потока из лопаточного диффузора	90

Проектирование центробежной ступени осуществлялось согласно методикам [2, 5]. Геометрические параметры двухрядного лопаточного диффузора (основная особенность которого - ограниченные диаметральные габариты при обеспечении радиального

угла выхода потока) “условно” оптимизировались на основе расчетов трехмерного вязкого течения с использованием программных комплексов (ПК) FlowER и ANSYS CFX. Варьируемыми переменными являлись густота решетки, угол изгиба профиля, максимальная толщина лопатки, угол раскрытия проточной части в меридиональной плоскости.

Для предварительного анализа характеристик ступени с помощью ПК ANSYS CFX [6] были выполнены CFD-расчеты девятой - десятой осевых ступеней, центробежной ступени, а также корпуса камеры сгорания, для учета эффектов их взаимного влияния. Сеточное разрешение для расчетов составляло 150000 узлов для венцов осевой части и (400x500) тыс. узлов для венцов центробежной ступени. Как показывает практика, расчетные сетки с указанными параметрами позволяют получить достаточно хорошее разрешение поля течения.

Граничные условия на выходе задавались с фиксацией среднего по площади выхода статического давления. Верхняя граница среднего статического давления на выходе определялась исходя из поведения кривой “расход-степень сжатия” и устойчивости численного расчета. В качестве основной расчетной модели турбулентности была принята модель Ментера (SST), как наиболее полно отображающая структуру течения с большими положительными градиентами. Величина шага по времени для моделирования установившегося течения составляла 0,0007 с, которая была выбрана для соответствующей угловой скорости вращения ротора. Критерием сходимости решения являлось достижение величины среднеквадратичной невязки уровня $1 \cdot 10^{-5} \div 1 \cdot 10^{-6}$.

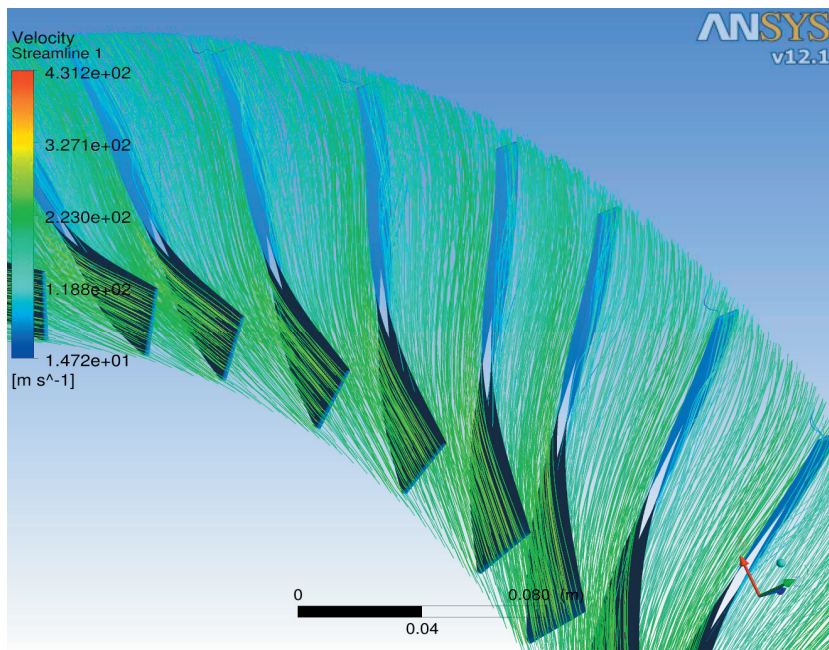


Рис. 1. Анализ течения газа в межлопаточных каналах

Из рис. 1 видно, что в закрытом колесе реализуется достаточно благоприятное течение, практически без зон отрыва на периферии, что позволяет получить достаточно равномерное поле полного давления на выхо-

де из рабочего колеса и как следствие, более оптимальную организацию течения в лопаточном диффузоре.

Чтобы ускорить процесс доводки ОЦК, было принято решение спроектировать на такие же расчетные параметры центробежное колесо открытого типа.

Отличие центробежных ступеней с колесами открытого и закрытого типа заключалось в адиабатическом КПД ступени. В первом случае заявленный в проекте КПД ступени составляет $z^*_S = 0,830$, во втором случае, за счет отсутствия вторичных течений в радиальном зазоре и более оптимального обтекания первого ряда лопаточного диффузора, КПД ступени составляет $z^*_S = 0,845$.

3. Результаты экспериментальных исследований характеристик центробежной ступени

Дальнейшая доводка компрессора проводилась в два этапа: на первом этапе было создано ЦБК открытого типа (которое далее исследовалось в системе ОЦК на компрессорном стенде) [4], на втором этапе было изготовлено ЦБК закрытого типа, его испытания выполнялись в системе двигателя.

В результате экспериментальных исследований ЦБК открытого типа на компрессорном стенде было подтверждено, что КПД центробежной ступени составляет $z^*_{САД} = 0,830$ при $(M_{сз})_{ср} = 0,67$. Однако, в системе двигателя обнаружена проблема снижения КПД ступени до уровня $z^*_{САД} = 0,790$, что было вызвано увеличением радиального зазора над ЦБК в процессе наработки. Как было установлено в результате CFD-расчетов, кроме ухудшения КПД ЦБК, увеличение радиального зазора приводит к более резкому изменению по высоте канала эпюры угла входа потока в лопаточный диффузор, что обуславливает отрыв потока за сечением горла диффузора.

Параллельно с исследованиями ОЦК с колесом открытого типа рассматривались все возможные технологии изготовления центробежного рабочего колеса закрытого типа (с покрывным диском).

Одной из основных проблем внедрения в широкое применение центробежных колес закрытого типа является сложность их изготовления. Малый размер лопатки на входе и выходе их колеса, высокая окружная скорость U_K на периферии рабочего колеса ($U_{Kпр} = 269$ м/с), высокий ресурс, обусловленный применением колеса в стационарной энергетике определили выбор технологии изготовления. Ею стала технология газостатического прессования HIP (Hot Isostatic Pressing). Сотрудничество по изготовлению велось с американской

компанией Synertech PM, Inc.

В настоящий момент выполнен первый опытный образец ЦБК закрытого типа (рис. 2). Отсутствие опы-

та изготовления колес малых размеров и трудности с прогнозированием усадки порошка в оболочке-капсуле обусловили отклонения геометрии колеса от проектной: изменение геометрии межлопаточного канала на выходе из ЦБК (сужение канала на 6% от проектной величины), а так же увеличение толщин кромок лопаток на входе и выходе из колеса.



Рис. 2. Центробежное колесо «закрытого» типа, изготовленное технологией HIP

Материалы CFD-анализа позволяют утверждать, что зажатие канала и утолщение кромок приводят к уменьшению КПД ступени (рис. 3). Характерной особенностью течения с зажатым каналом является наличие развитого отрыва в безлопаточном диффузоре в области периферии. Вместе с утолщением кромок, это приводит к потере КПД непосредственно колеса на 2,0%.

Расчетным путем для ЦБК фактически изготовленной ухудшенной геометрии получено изменение

угла выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении на периферии, что приводит к нерасчетному режиму обтекания в лопаточном диффузоре из-за изменения характера течения в горле решетки.

В результате экспериментальных исследований ОЦК в системе двигателя КПД центробежной ступени с ЦБК закрытого типа составил $\eta_{САД}^* = 0,825 \pm 0,02$.

Большая погрешность измерения обусловлена невозможностью конструктивно обеспечить достаточное количество замеров прямых параметров (полного давления и температуры) и влиянием близкого расположения камеры сгорания на точность замера температуры.

Для минимизации влияния вышеприведенных конструктивных особенностей лопаточный диффузор был перепрофилирован на «раскрытие». Выполненные расчеты в трехмерной вязкой постановке позволяют ожидать в центробежной ступени с новой выходной системой улучшение структуры течения в межлопаточных каналах лопаточного диффузора.

Дальнейшие работы по доводке центробежной ступени с покрывным диском планируется проводить на компрессорном стенде. Полноразмерный вариант двухрядного лопаточного диффузора ОЦК предполагается исследовать на стенде для статических продувок при различных углах атаки, в широком диапазоне чисел Маха на входе.

В результате проведенных исследований можно утверждать, что центробежная ступень с колесом закрытого типа имеет достаточно преимуществ по сравнению со ступенью с открытым колесом. И преимущества эти настолько существенны, что целесообразно продолжить работы по этому направлению в экспериментальной области. А использование современных технологий изготовления позволят перевести изделия подобного рода из опытного использования в серийное.

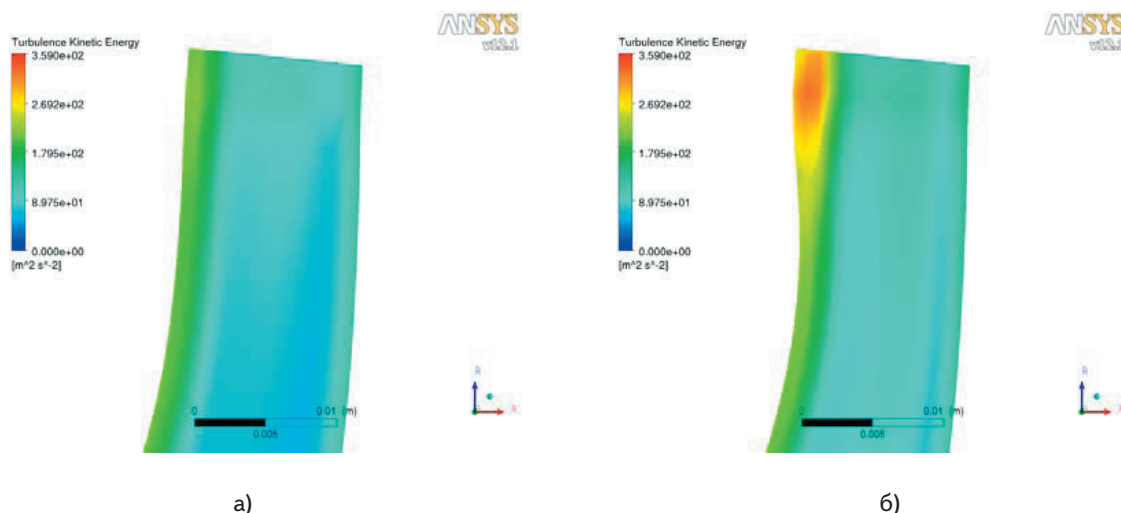


Рис. 3. Распределение кинетической энергии турбулентности в канале ЦБК (а – ЦБК исходной геометрии; б – ЦБК фактически изготовленной геометрии)

Литература

1. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
2. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 452 с.
3. Расчетно-экспериментальное исследование осецентрибежного компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов / М.а. Шаровский, М.Ю. Шелковский, е.а. токарева, а.в. ивченко // Авиаци. – косм. техника и технология. Изд. ХАИ, Харьков– 2010. – №9 (76). –с.34–40.
4. Разработка осецентрибежного компрессора для энергетического двигателя малой мощности /В.Е. Спицын, М.А. Шаровский, Е.А. Токарева, А.В. Ивченко, М.Ю. Шелковский//Восточно-европейский журнал передовых технологий – 2010.
5. Ден Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах / Г. Н. Ден. - Л. : Машиностроение. – 1973. - 272 с.
6. CFX-11 Documentation, ANSYS Canada Ltd, Waterloo, Ont, Canada, 2004.

Розрахунково-експериментальне дослідження тривимірної в'язкої течії в проточній частині плоских компресорних решіток профілів, дев'яноступеневого КНТ стаціонарного ГТД на базі ANSYS CFX. Вибір моделей турбулентності, процесів і конструкцій

Ключові слова: компресор, решітка профілів, модель турбулентності

Расчетно-экспериментальное исследование трехмерного вязкого течения в проточной части плоских компрессорных решеток профилей, девятиступенчатого КНД стационарного ГТД на базе ANSYS CFX. Выбор моделей турбулентности, процессов и конструкций

Ключевые слова: компрессор, решетка профилей, модель турбулентности

Settlement pilot study of a three-dimensional viscous current in a flowing part of flat compressor lattices of profiles, devyatistupen-chaty KND of stationary GTD on the basis of ANSYS CFX. Choice of models of turbulence, processes and designs

Key words: compressor, cascade of profiles, turbulence model

УДК 621.513.3.001.573

ВЕРИФИКАЦИЯ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS CFX ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА ТРЕХМЕРНОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ

М. Ю. Шелковский

Инженер сектора газодинамики отдела компрессоров

ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект»

пр. Октябрський, 42-а, г. Николаев, 54018

Контактный тел.: (0512) 49-76-74

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

1. Введение

Развитие расчетных методов анализа потока в турбомашинах на базе использования быстродействующих ЭВМ позволяет при проектировании компрессора моделировать различные явления в его проточной части, оптимизировать конструкцию, ускоряя процесс доводки и сокращая затраты на получение дорогостоящих экспериментальных данных [1]. В настоящее время существует достаточно широкий выбор соответствующих программных комплексов (ПК): FlowER, ANSYS CFX и др. Однако основной проблемой использования CFD-пакетов при проекти-

ровании компрессора остается точность моделирования процессов.

2. Цель работы

Применение трехмерных численных методов расчета течения, основанных на RANS-уравнениях для повышения точности расчетов и достоверности их результатов требует исследования методических задач:

– влияние размеров сеточного разбиения на точность расчетов для установления допустимых размеров сетки, от которых зависит объем вычислений;