

УДК 621.515

В.П. ГЕРАСИМЕНКО¹, М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина²"Заря"- "Машпроект" ГП НПКГ, Николаев, Украина

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК В СИСТЕМЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрены новые виды потерь в проточной части компрессора, их учет и меры по снижению. Обоснованы моделирующие условия: радиальный зазор; нестационарность; управляемая диффузорность. На примере средней ступени компрессора высокого давления рассмотрено влияние окружного навала лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата на характеристики ступени. Установлено оптимальное сочетание навалов лопаток РК и НА. Ввиду смешения эффектов радиального зазора с парными вихрями и кольцевым пограничным слоем предложено их влияние на КПД РК учитывать совместно. Также совместно оценивать кромочные потери, вызываемые нестационарным взаимодействием лопаточных венцов, с реактивным сопротивлением акустического импеданса и генерированием шума.

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

Введение

Повышение термодинамических параметров ГТД сопровождается усложнением их схем и требует непрерывного совершенствования элементов конструкции, методов проектирования узлов, применения современных средств автоматического управления и др. Вместе с тем, завершающей стадией создания конкретного ГТД остается его экспериментальная доводка – этап, используемый в качестве критерия оценки качества продукции. Ввиду большой сложности современных ГТД этот этап выливается в чрезвычайно трудоемкие процедуры со значительными материальными и временными затратами. Несмотря на применение новых методов и технологий проектирования при создании двигателей, снижающих трудоемкость экспериментальных работ, абсолютные издержки, к сожалению, практически не уменьшаются. В этой связи выдвигаются повышенные требования к качеству проектно-конструкторских и экспериментальных работ, что диктует необходимость постоянного совершенствования материальной базы и методов проектирования. Характерным примером развития таких методов является создание турбомашин – основных узлов ГТД. Высокие значения степеней повышения давления в ГТД ($\pi_K^* \approx 35...45$) требуют коренных изменений в подходах создания компрессоров. Их отличительной особенностью является необходимость поддержания при столь высоких π_K^* уровня

КПД компрессора за счет повышения КПД ступеней. При достигнутых значениях КПД ступеней $\eta_{ст}^* = 0,9...0,92$ приходится учитывать практически все источники потерь, чтобы с одной стороны повысить точность оценки КПД, а с другой – принимать меры по снижению каждого вида потерь.

Наряду с основными видами потерь (профильными, вторичными, концевыми) в проточной части компрессора и его ступеней, снижению которых главным образом уделялось внимание в предыдущие годы развития ГТД, в нынешнее время приходится также учитывать не менее значимые источники потерь: перетекание в радиальном зазоре [1, 2]; нестационарность, обусловленную закрученными следами за предыдущей относительно движущейся решеткой профилей [3 – 6]; дополнительную диффузорность межлопаточных компрессорных каналов, связанную с повышением аэродинамической нагрузки [7]; волновые потери на скачках уплотнения. Увеличение степеней повышения давления многоступенчатых компрессоров требует увеличения коэффициентов напора лопаточных венцов, что приводит к росту вторичных и концевых потерь, а также относительной величины радиального зазора особенно в последних осевых ступенях.

Анализ течения в радиальном зазоре свидетельствует о существенном взаимодействии вихря перетекания с парными вихрями и кольцевым пограничным слоем на корпусе, а следовательно – о смешении этих эффектов, чем поясняют частое объ-

единение этих факторов при оценке снижения КПД турбомашин. Установлена возможность ослабления эффекта перетекания на снижение КПД рабочих колес (РК) путем применения S-образного профиля на концах лопаток [2].

Кроме ухудшения характеристик турбомашин из-за нестационарности, вызванной следами за лопатками [4, 5], следует принимать во внимание в нестационарных потоках проявление акустического импеданса в виде реактивного сопротивления [8] и потери энергии на генерирование шума. Так как эти три эффекта нестационарности практически трудно разделить в отдельные виды потерь, то очевидно при оценке снижения КПД турбомашин из-за такой нестационарности моделирование целесообразно воспроизводить в реальных условиях испытаний.

Для учета перечисленных источников потерь при проектировании компрессоров в практике конструкторских бюро обычно используют статистические данные или полуэмпирические формулы, полученные в условиях, отличных от реальных предполагаемых условий работы компрессора. Отличие условий естественно требует внесения определенных коррективов в расчетные оценки и в геометрические характеристики лопаточных венцов, что затягивает последующие доводочные испытания. Для ускорения создания компрессоров их проектирование часто сопровождается параллельными аэродинамическими расчетами с помощью современных программных комплексов (ANSYS CFX, FlowER и др.), позволяющих анализировать протекающие процессы в межлопаточных каналах путем 3D моделирования [9, 10]. Моделирование построено на решении уравнений движения газа в форме Навье-Стокса с замыкающими соотношениями по Рейнольдсу.

Целью данной статьи является дальнейшее совершенствование компрессорных лопаточных венцов на основе 3D моделирования.

Основной материал

Рассмотрим работу ступени компрессора с окружным навалом лопаточных венцов рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА) на примере средней ступени компрессора высокого давления стационарного ГТД [10] (рис.1), при неравномерной эпюре полного давления, температуры и угла потока на входе в расчетную область. Геометрическое моделирование и CFD-анализ выполнены с использованием программного комплекса ANSYS CFX 12.1 с сеточным разбиением ($3,5 \cdot 10^6$) узлов на лопаточный венец. Решалась стационарная задача. Лопаточные венцы спроектированы по закону постоянства циркуляции по высоте. Для закрытки потока на входе в РК использован фиктив-

ный входной направляющий аппарат. Моделирование выполнено при числе $Re > 2 \cdot 10^5$ путем задания условий на входе в расчетную область.

Навал лопаток в окружном направлении осуществляли путем придания оси центра масс сечений лопатки формы кривой, а положение оси центра масс на i -ом радиусе задавали углом θ_{2i} поворота оси Z вокруг оси X (рис. 2). При этом лопатки приобретали “бочкообразность”.

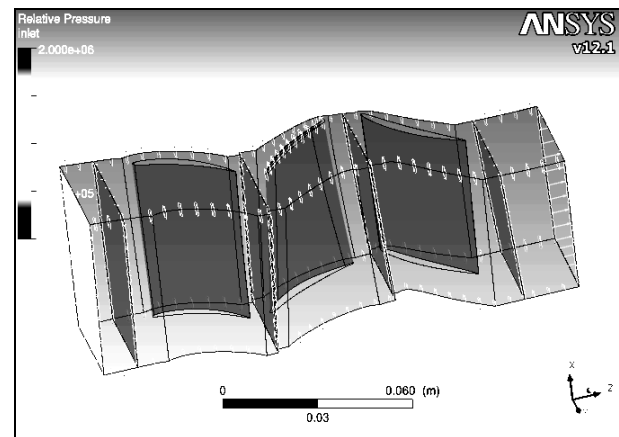


Рис. 1. Расчетная схема CFD-исследования

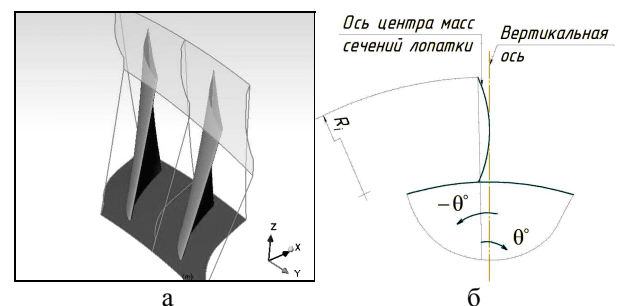


Рис. 2. Схема навала лопаток:
а – межлопаточный канал;
б – линия центров масс сечений лопатки

Численное исследование характеристик лопаточных венцов РК и НА проведено в широком диапазоне режимов при разном окружном навале лопаток отдельно в каждом из них. Как следует из полученных результатов (рис. 3-4), при окружном навале лопаток РК: $\theta = 1,5^\circ$ (вариант 1), $\theta = 3^\circ$ (вариант 2) и НА: $\theta = -1,5^\circ$ (вариант 5), $\theta = -3^\circ$ (вариант 6) на выпуклой стороне лопаток наблюдается резкое ухудшение обтекания, а следовательно – характеристик ступени, как по коэффициенту напора, так и по КПД. Во всех исследованных вариантах навала лопаточных венцов РК и НА наблюдаются заметные изменения параметров потока в концевых областях (рис. 5-6).

Уменьшение коэффициента потерь в РК при $\theta = -1,5^\circ$ (вариант 3) и $\theta = -3^\circ$ (вариант 4) связано,

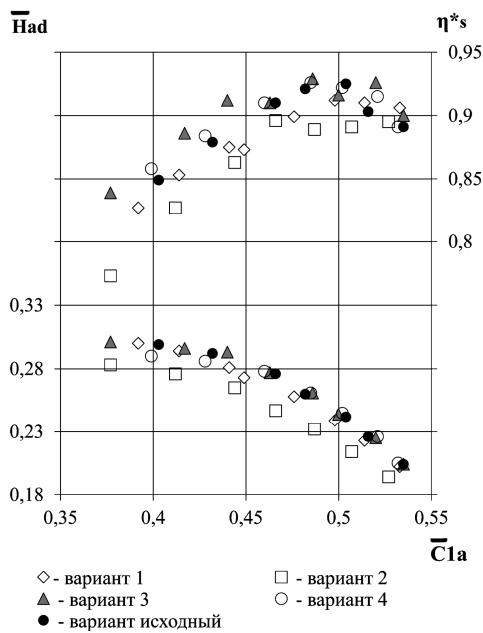


Рис. 3. Расчетная характеристика ступени компрессора при изменении окружного навала лопаток РК

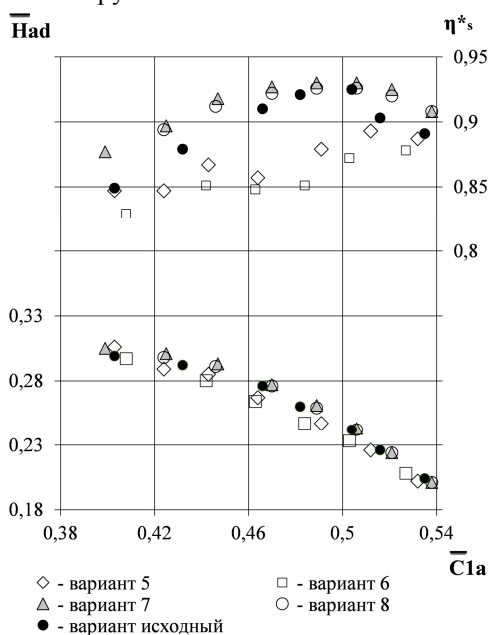


Рис. 4. Расчетная характеристика ступени компрессора при изменении окружного навала лопаток НА

в основном, с уменьшением потерь в радиальном зазоре, что также приводит к уменьшению угла отставания на выходе из решетки. При $\theta = 1,5^\circ$ (вариант 7) и $\theta = 3^\circ$ (вариант 8) в межлопаточных каналах НА существенно уменьшается зона углового отрыва во втулочной области, что оказывает положительное влияние на коэффициент потерь, при этом угол отставания потока в этой зоне компрессорной решетки уменьшается (рис. 6).

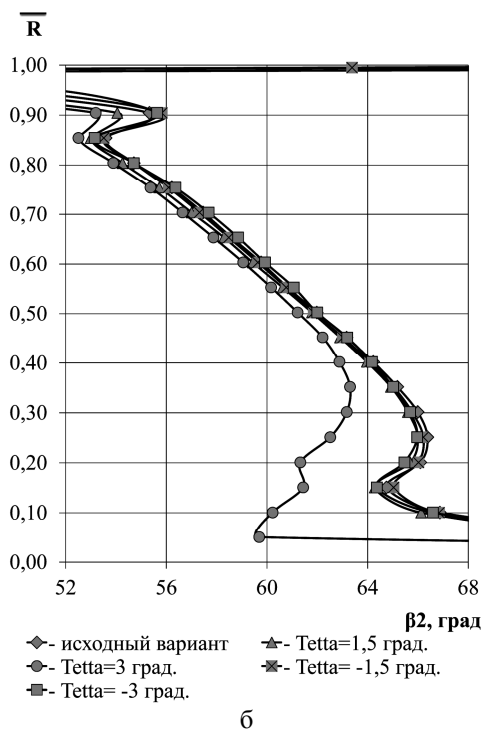
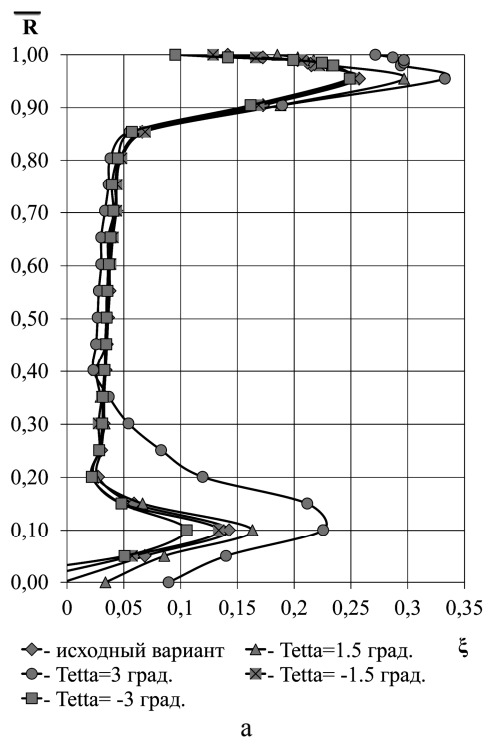
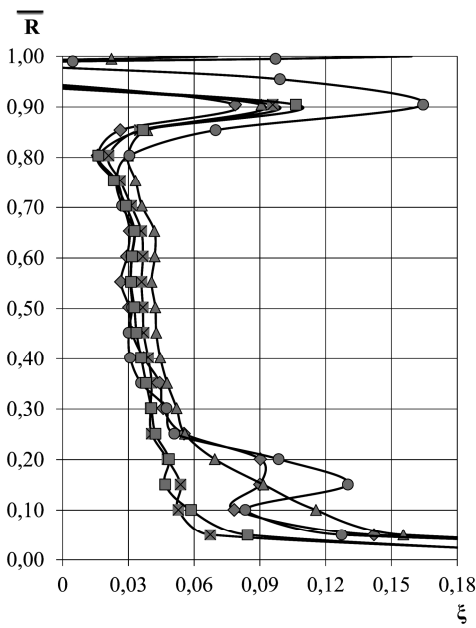


Рис. 5. Распределение коэффициента потерь (а) и угла выхода потока (б) в решетке РК по высоте при неравномерной эпюре параметров на входе

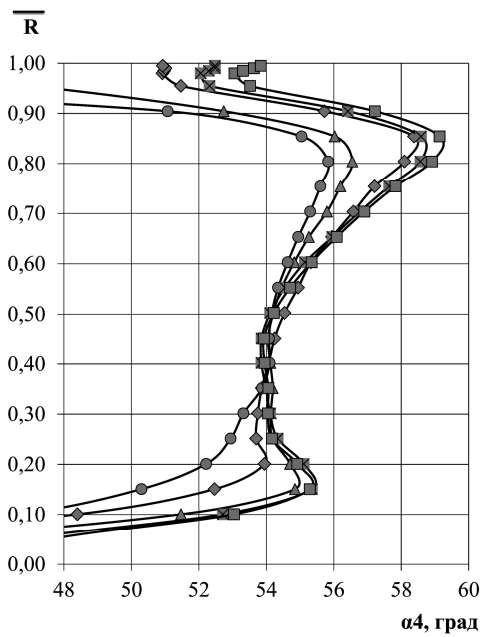
Сопоставление расчетов исходного варианта ступени и с навалом лопаток РК ($\theta = -1,5^\circ$) и НА ($\theta = 1,5^\circ$) показало, что КПД ступени с навалом повысилось на $(1,5 \div 2) \%$ (рис. 7), за счет перераспределения поля параметров по высоте, локализации срывных зон и уменьшения вторичных

потерь – т.е. улучшения структуры течения в межлопаточных каналах. При этом изменилась также вихревая структура течения в области радиального зазора (рис. 8, 9).



◆ - исходный вариант ▲ - Tetta= -1,5 град.
 ● - Tetta= -3 град. ✖ - Tetta=1,5 град.
 ■ - Tetta=3 град.

а

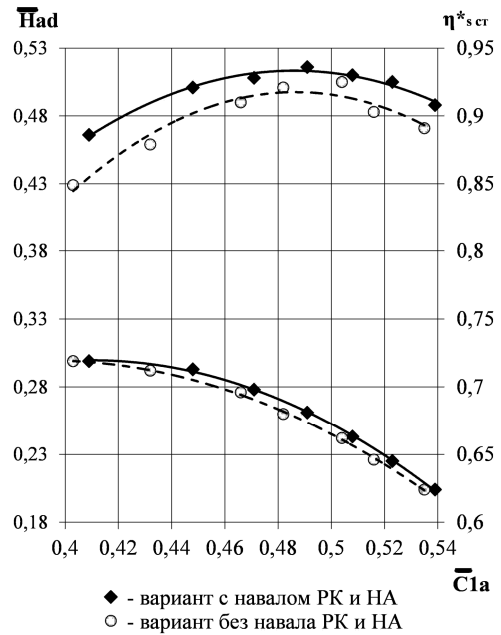


◆ - исходный вариант ▲ - Tetta= -1,5 град.
 ● - Tetta= -3 град. ✖ - Tetta=1,5 град.
 ■ - Tetta=3 град.

б

Рис. 6. Распределение коэффициента потерь (а) и угла выхода потока (б) в решетке НА по высоте при неравномерной эпюре параметров на входе

Описанные результаты расчетов относятся к решению прямой аэродинамической задачи.



◆ - вариант с навалом РК и НА
 ○ - вариант без навала РК и НА

Рис. 7. Расчетная характеристика ступени при оптимальном сочетании окружающих навалов лопаточных венцов РК и НА

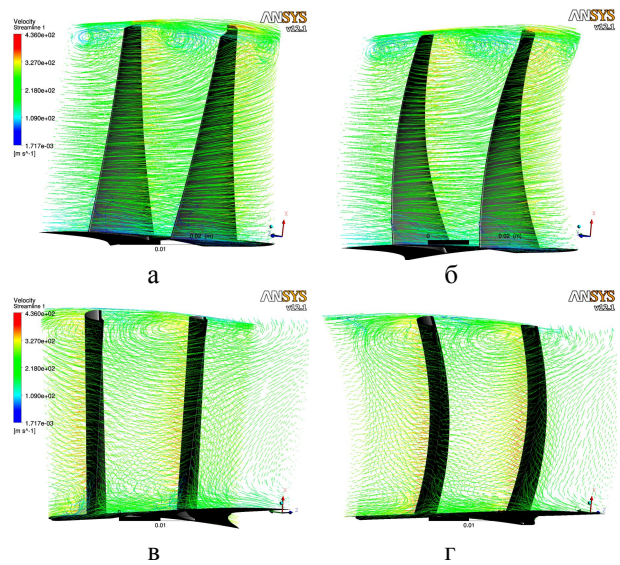


Рис. 8. Распределение линий тока в межлопаточных каналах РК и НА исходного варианта (а, в) и с навалом РК и НА (б, г), соответственно

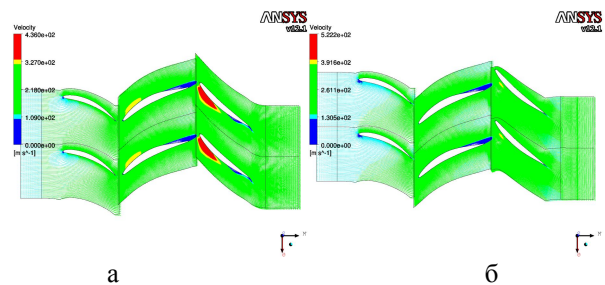


Рис. 9. Расчет течения в межлопаточных каналах РК и НА исходного варианта (а) и с навалом лопаток (б)

При проектировочных расчетах по определению формы лопаток (т.е. в обратной постановке задачи) необходимы дополнительные промежуточные расчеты, результатом которых являлось бы получение расчетных соотношений по формированию облика лопаточных венцов на стадии проектирования компрессора на заданные параметры, предварительно полученных с помощью 3D-моделирования. Подобные соотношения обычно представляют собой обобщенные статистические данные по величинам потерь и углов отставания потока в лопаточных венцах. Хотя они широко используются в практике конструкторских бюро, но имеют определенные ограничения по набору переменных и учету перечня факторов, и в частности вышеуказанных видов потерь. Расширение списка переменных и границ изменения их диапазона может быть получено расчетным путем по моделям и в натурных экспериментах с соблюдением теории гидродинамического подобия [11, 12]. К основным критериям подобия в компрессорах обычно относят [13]: числа Re и M , геометрическое и кинематическое подобие, показатель адиабаты как параметр, характеризующий свойство рабочего тела в виде зависимости плотности и давления. Критерии Фруда и Прандтля, характеризующие проявление гравитационных сил и свойств теплопроводности газа, обычно исключают из рассмотрения, как не влияющие на процесс течения или малоизменяемые для конкретных типов газов. Таким образом, при моделировании лопаточных машин подобие традиционно обеспечивали соблюдением равенства пяти критериев подобия или автомодельности по этим критериям. Эти условия соблюдали при стационарных режимах течения. Для нестационарных потоков в решетках турбомашин и других гидравлических системах важным показателем проявления нестационарных эффектов, является число Струхала. Данный критерий, очевидно, необходимо было бы учитывать в связи с наличием взаимодействия лопаточных венцов из-за следов за лопатками при относительном перемещении соседних лопаточных венцов РК и НА. К сожалению, существующие публикации по данному вопросу весьма ограничены и пока отсутствуют достаточные сведения по учету таких потерь. В этой ситуации, очевидно, указанный эффект в неявном виде может быть учтен при оценке, например, профильных потерь в лопаточном венце и снижения его КПД путем измерений параметров и аэродинамических характеристик данного лопаточного венца в системе ступени или многоступенчатого компрессора. Такой подход принят в данной работе, что позволяет утверждать о неявном учете нестационарности на характеристики лопаточных венцов.

В результате испытаний одиннадцатиступенчатого осецентрибежного компрессора с осевой частью “специального” профилирования [9] на компрессорном стенде предприятия ГП НПКГ “Зоря”-“Машпроект” был выполнен анализ изменения угла

отставания на выходе из лопаточных венцов РК и НА. Обработка результатов эксперимента по углу отставания проводилась при условии равенства величины относительной толщины потери импульса в следе за решеткой РК и НА ступени. При получении коэффициента m (тангенса угла наклона кривой зависимости угла отставания от угла изгиба профиля $(\delta - \delta_0)/\theta$) [13] (рис. 10) предполагалось, что величина угла отставания при нулевом изгибе профиля неизменна для решеток специального профилирования и для стандартных решеток профилей.

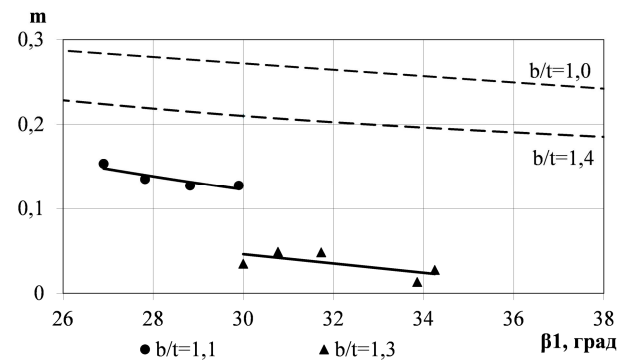


Рис. 10. Зависимость коэффициента m от плотности решетки и угла входа потока

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 [14].

Литература

1. Лакиминараяна. Методы расчета влияния радиального зазора в осевых турбомашинах [Текст] / Лакиминараяна // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1970. – Т. 92, № 3. – С. 64 – 79.
2. Герасименко, В.П. Эффекты радиального зазора в турбомашинах [Текст] / В.П. Герасименко, Е.В. Оситов, М.Ю. Шелковский // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2004. – № 8/16. – С. 51 – 58.
3. Самойлович, Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин [Текст] / Г.С. Самойлович. – М.: Наука, 1969. – 444 с.
4. Шубенко-Шубин, Л.А. Об оценке профильных потерь в турбинной решетке, обтекаемой нестационарным потоком [Текст] / Л.А. Шубенко-Шубин, Ф.А. Стоянов, А.Л. Шубенко // *Энергомашиностроение.* – 1972. – № 1. – С. 7 – 9.
5. Герасименко, В.П. Исследование влияния нестационарности потока на характеристики ступени осевого компрессора [Текст] / В.П. Герасименко, А.В. Приходько // *Газовая динамика двигателей и их элементов: сб науч. тр.* – Х., 1989. – Вып. 1. – С. 102 – 107.

6. Флиттер. Нестационарная аэродинамическая реакция статора компрессора на возмущения, вызванные следами за лопатками ротора [Текст] / Флиттер, Джей, Беннет // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1978. – Т. 100, № 4. – С. 201 – 209.

7. Зангер. Использование методов оптимизации при проектировании компрессоров с управляемой локальной диффузностью межлопаточных каналов [Текст] / Зангер // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1983. – Т. 105, № 2. – С. 14 – 21.

8. Sparks, C.R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems [Text] / C.R. Sparks // Trans. of the ASME. Journal of Engineering for power. – 1985. – Vol. 105, № 4. – P. 851–901.

9. Василенко, С.Е. Влияние формы средней линии профилей на потери в концевых областях прямых компрессорных решеток [Текст] / С.Е. Василенко, В.В. Огнев, Р.З. Тумашев // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – № 2. – С. 76 – 79.

10. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий [Текст] / В.Е. Спицын, М.А. Шаровский, А.В. Ивченко, Е.А. Токарева, М.Ю. Шелковский // Современные технологии в газотурбостроении.: сб. науч. тр. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 37 – 41.

11. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента [Текст] / Х. Шенк. – М.: Мир, 1972. – 381 с.

12. Седов, Л.И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л.И. Седов - М.: Наука, 1977. – 440 с.

13. Холцевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К.В. Холцевников. – М.: Машиностроение, 1970. – 614 с.

14. 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.

Поступила в редакцию 31.05.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Д. Борисенко, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕСОРНИХ РЕШІТОК У СИСТЕМІ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА

В.П. Герасименко, М.Ю. Шелковський

Розглянуто нові види втрат у проточній частині компресора, їх облік та заходи щодо зниження. Обґрунтовано моделюючі умови: радіальний зазор, нестационарність, керована дифузорність. На прикладі середнього ступеня компресора високого тиску розглянуто вплив колового нахилу лопаток робочого колеса і на прямого апарату на характеристики ступеня компресора. Виявлено оптимальне сполучення колових нахилів лопаток РК і НА. Через змішування ефектів радіального зазору з парними вихорами та кільцевим примежовим шаром запропоновано їхній вплив на ККД РК враховувати спільно. Також спільно оцінювати крокові утрати, що викликають нестационарну взаємодію лопаткових вінців, з реактивним опором акустичного імпедансу та генеруванням шуму.

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

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF COMPRESSOR VANES GASDYNAMIC CHARACTERISTICS IN MULTISTAGE COMPRESSOR

V.P. Gerasimenko, M.Y. Shelkovsky

We consider new types of losses in the flow part of the compressor, their accounting, mitigation measures. Simulating conditions were justified: radial clearance, non-stationary, controlled diffusion. The influence of different forms of circuit bending of impeller blades and guide vanes on the characteristics of the compressor stage, on the example of the middle stage of a high-pressure compressor were consider. It is appeared optimal combination tangent slop compressor vane wheel and guide vane. In consequence of mix effects of blade tip with matching whirl and axisymmetric boundary layer theirs influence take into account combination. Also combination take into account loss in vane swirl with reactive resistance of acoustic impedance and generating noise.

Key words: turbomachinery, compressor, impeller, experiment, characteristic, deviation angle, efficiency.

Герасименко Владимир Петрович – доктор технических наук, профессор Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков, Украина, boyko@d2.khai.edu.

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