

Научная статья
УДК 621.45.037
DOI: 10.34759/vst-2022-2-95-106

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА НАКЛОНА ПЕРИФЕРИЙНОЙ ЧАСТИ ПЕРА РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ЦБК ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТВД И ТВаД

Владислав Павлович Синякин¹, Юрий Александрович Равикович²,
Валерий Григорьевич Нестеренко³ ✉

^{1,2,3}Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ,
Москва, Россия

¹vlad.siniy1996@yandex.ru

²yr@mai.ru

³valerinesterenk@yandex.ru ✉

Аннотация. В результате расчётных исследований различных конфигураций профильной части лопаток рабочего колеса высоконапорного и высокооборотного центробежного компрессора (ЦБК), предназначенного для установки в перспективных малоразмерных турбовинтовых (ТВД) и турбовальных (ТВаД) газотурбинных двигателях мощностью от 300 до 1000 л.с., определены геометрические характеристики наклонной периферийной части в сторону ее спинки. Выполнено численное исследование влияния угла наклона рабочей лопатки на газодинамические параметры и параметры эффективности центробежных компрессоров с применением универсальной программной системы конечно-элементного (МКЭ) анализа Ansys. Получена зависимость влияния угла наклона периферийной части пера рабочей лопатки на КПД высоконапорного центробежного компрессора. Эти результаты имеют большое практическое значение, поскольку современные и перспективные малоразмерные авиационные газотурбинные двигатели, мощностью от 300 до 1000 л.с., рекомендуется проектировать с одноступенчатым высоконапорным центробежным компрессором и эффективность этого компрессора во многом определяет эффективность всего двигателя.

Ключевые слова: центробежный компрессор, степень повышения давления, степень повышения температуры, изоэнтропийный КПД, политропный КПД, турбовинтовой двигатель, турбовальный двигатель

Для цитирования: Синякин В.П., Равикович Ю.А., Нестеренко В.Г. Исследование влияния угла наклона периферийной части пера рабочей лопатки на эффективность высоконапорных высокооборотных ЦБК перспективных малоразмерных ТВД и ТВаД // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 2. С. 95-106. DOI: 10.34759/vst-2022-2-95-106

Original article

THE STUDY OF RAKE ANGLE IMPACT OF PERIPHERAL PART OF THE WORKING BLADE ON THE EFFICIENCY OF HIGH-PRESSURE AND HIGH-SPEED CENTRIFUGAL COMPRESSORS FOR PROSPECTIVE SMALL-SIZED TURBOPROP AND TURBO-SHAFT ENGINES

Vladislav P. Sinyakin¹, Yurii A. Ravikovich², Valerii G. Nesterenko³ ✉^{1,2,3}Moscow Aviation Institute (National Research University), MAI,

Moscow, Russia

¹vlad.siniy1996@yandex.ru²yr@mai.ru³valerinesterenk@yandex.ru ✉

Abstract

The article being presented proposes the structure of the impeller peripheral part of the high-pressure single-stage centrifugal compressor with high degree pressure ratio of $\pi_k^* = 0.9$ and $\eta \approx 0.78$, which allows reducing gas overflowing from the concave side to the convex side of the blade in its opened radial gap, as well as efficiency increasing of this compressor stage. With this end in view, the impeller end surface is bent relative to the radial direction rather than having radial direction.

As is known, the opened gap in the centrifugal compressor is much more meaningful due to its large outstretch compared to the outstretch of radial gap above the impeller of the axis compressor. This efficiency reduction is being aggravated also by the fact that pressure difference in the radial gap above the impeller of the high-pressure compressor under consideration is essentially higher, and, hence, there is larger overflowing of the air being compressed from the concave side to the convex side of the blade. Installing covering disk, fixed on the high-pressure compressor impellers end butts does not solve the problem.

Firstly, in the presence of the easily worn-out coating applied on the stator housing above the blades end butts, the high-pressure impeller runs with small values of the radial gap, which, in itself, reduces the air overflowing in the radial gap. Secondly, the so-called secondary airflow the concave side to the convex side of the blade passage appears on the inner side of the covering disk. This unordered secondary airflow transfers to the reverse convex side of the channel and moves along the height into the depth of the channel, which distorts significantly the computed trajectory of its flowing as well as computed exit angles from the impeller and compressed air inlet to the vaned or slot diffusor. The area of variously directed airflows shifting and their intermixing appears, which leads to the centrifugal compressor efficiency reduction.

Computational studies of seventeen options of the working blades design of a high-pressure centrifugal compressor with various angles of inclination of the peripheral part of the working blades were conducted. The inclination angle value varied herewith in the range from $\alpha_{rk} = -40^\circ$ to $\alpha_{rk} = +40^\circ$. The step value of the slope changing was 5° . Geometric models of the centrifugal wheel were developed in the Ansys system. The two-dimensional model was created using the Vista CCD program, and a three-dimensional geometric model was created based on the results of the two-dimensional calculation and optimized in BladeGen.

The isentropic and polytropic efficiency of this centrifugal compressor demonstrate significant increase of about 0.2% for every 5° up to the point corresponding to the model with $\alpha_{rk} = +35^\circ$. Further, the efficiency growth in the computational domain decreases. Thus, the article demonstrates that there is a range of values of the inclination angles of the working blades in their end part, where gas flowing in the radial gap is reduced, and a significant gain in compressor efficiency is obtained.

Keywords: centrifugal compressor, pressure ratio, temperature increase degree, isentropic efficiency, polytropic efficiency, turboprop engine, turboshaft engine

For citation: Sinyakin V.P., Ravikovich Yu.A., Nesterenko V.G. The Study of Rake Angle Impact of Peripheral Part of the Working Blade on the Efficiency of High-Pressure and High-Speed Centrifugal Compressors for Prospective Small-Sized Turboprop and Turbo-Shaft Engines. *Aerospace MAI Journal*, 2022, vol. 29, no. 2, pp. 95-106. DOI: 10.34759/vst-2022-2-95-106

Введение

В настоящее время в малоразмерных турбовинтовых (ТВД) и турбовальных (ТВаД) газотурбинных двигателях (ГТД) мощностью 300—1000 л.с. является перспективным применение высоконапорных и высокооборотных центробежных компрессоров (ЦБК). Это обусловлено тем, что данная конструкция малоразмерных самолетных и вертолетных ГТД полностью исключает применение осевых ступеней. Благодаря использованию такой схемы газовоздушного тракта уменьшаются масса и габаритные размеры, а также стоимость изготовления и затраты на ремонт проектируемого двигателя. Осевые многоступенчатые компрессоры прошли длинный путь совершенствования их конструкции и параметров, и на данный момент перед инженерами, проектирующими конструкции высоконапорных ЦБК, стоят аналогичные проблемы, решение которых будет способствовать повышению их эффективности [1—4].

Как правило, современные и перспективные высоконапорные высокооборотные ЦБК малоразмерных ТВД и ТВаД имеют следующие параметры на взлетном режиме работы летательного аппарата: степень повышения давления $\pi_k^* = 6...12$; расход воздуха G_B варьируется в диапазоне 2,0...3,5 кг/с в зависимости от мощности проектируемого двигателя; частота вращения ротора $n_k = 50000...60000$ об/мин. Окружная скорость газа на выходе из рабочего колеса ЦБК — порядка 600...650 м/с (данный параметр наиболее важен с точки зрения конструкционной прочности) [5—7].

В качестве примера таких двигателей можно привести следующие ТВаД: Argius (модификации 2G1, 2C, 2F), спроектированный французским концерном Safran; семейство двигателей фирмы Pratt Whitney PW 200; ТВаД АИ-450 и семейство двигателей АИ-500, спроектированных на ОАО «Мотор Сич»; отечественный ТВаД ВК-650В, который спроектирован на предприятии АО «ОДК-Климов».

Целью выполненной работы является аэродинамическое совершенствование профиля лопаток рабочего колеса ЦБК и исследование конструктивных методов повышения его эффективности, связанного с этой оптимизацией. Исследован угол наклона концевой части рабочей лопатки центробежного колеса относительно диска [8, 9]. Этот угол в зарубежной литературе называется «rake angle» и обозначается α_{rk} , что означает в

переводе с английского «угол наклона» [10—12]. На данный момент профиль лопатки относительно диска имеет, как правило, радиальное направление, т. е. угол наклона $\alpha_{rk} = 0^\circ$. В данной работе представлены результаты исследования различных вариантов изменения угла наклона рабочей лопатки относительно диска: $\alpha_{rk} = -40...+40^\circ$ (рис. 1).

Разработка геометрических моделей

Проблема математического моделирования в данном исследовании решалась при помощи универсальной программной системы конечно-элементного (МКЭ) анализа Ansys [13—15]. Для расчета было необходимо спроектировать 17 геометрических моделей с разными углами наклона рабочих лопаток ($\alpha_{rk} = -40...+40^\circ$ (рис. 1), шаг равен 5°). Для построения геометрических моделей рабочего колеса были выбраны следующие параметры: степень повышения давления $\pi_k^* = 9$, расход воздуха через двигатель $G_B = 2,3$ кг/с (выбран на основе результатов термогазодинамического расчета), частота вращения компрессора $n_k = 55000$ об/мин [16]. Одна из таких моделей ЦБК показана на рис. 2.

Двухмерная модель была создана при помощи Vista CCD, так как данное приложение специализируется на создании проточной части центробежного компрессора по заданным параметрам. Трехмерная геометрическая модель была создана на основе результатов двухмерного расчета и оптимизирована в BladeGen (данное приложение позволяет создавать и изменять характеристики объемных моделей элементов конструкции турбомашин).

В BladeGen угол наклона лопатки с учетом стандартных настроек можно изменять по пяти точкам, расположенным вдоль линии хорды, как это показано на рис. 3.

Модели, созданные для данного исследования, имеют радиальный вход в центробежное колесо на участке 1—2. Изменение наклона рабочей лопатки происходит на участке 3—5 от 0° относительно диска до угла, соответствующего своей модели ($\alpha_{rk} = -40...+40^\circ$).

Создание расчетной сетки и задание граничных условий

Любая математическая модель включает в себя уравнения, описывающие течение и явле-

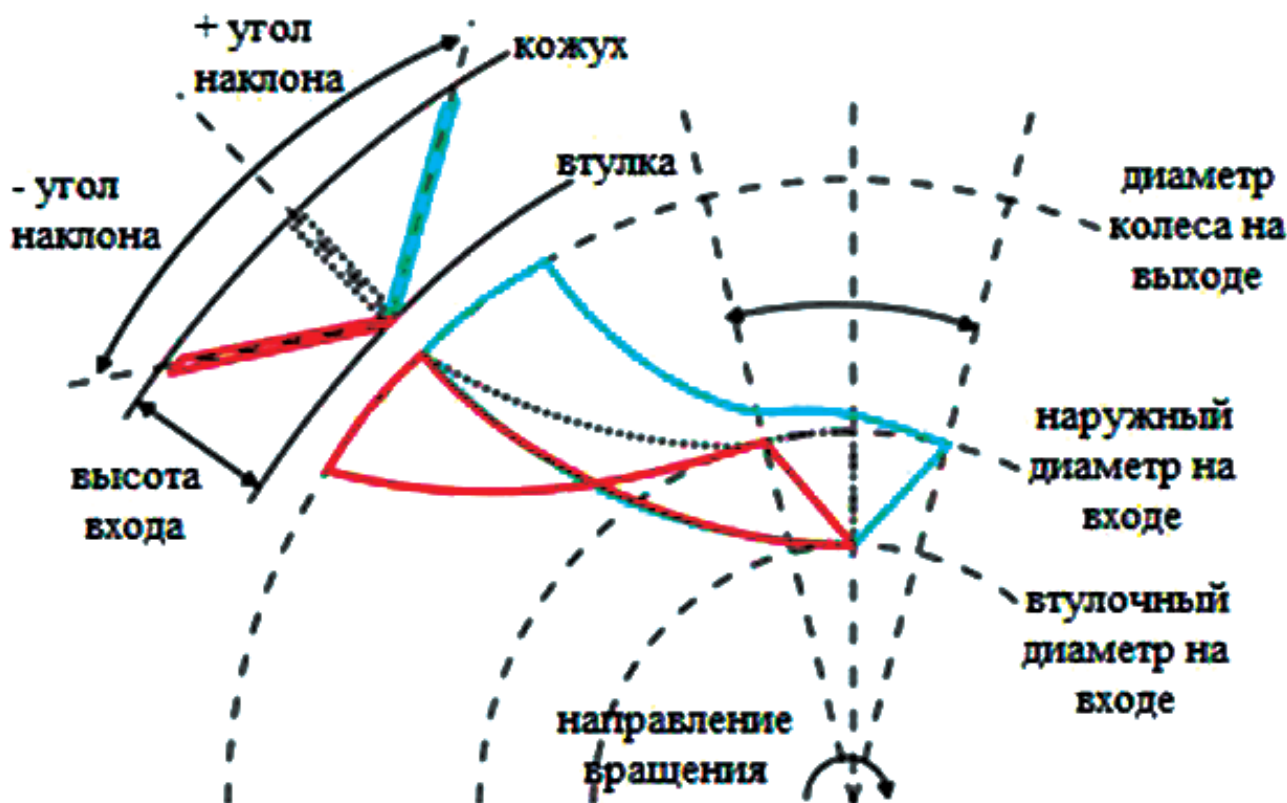


Рис. 1. Схема изменения угла наклона рабочей лопатки α_{rk}

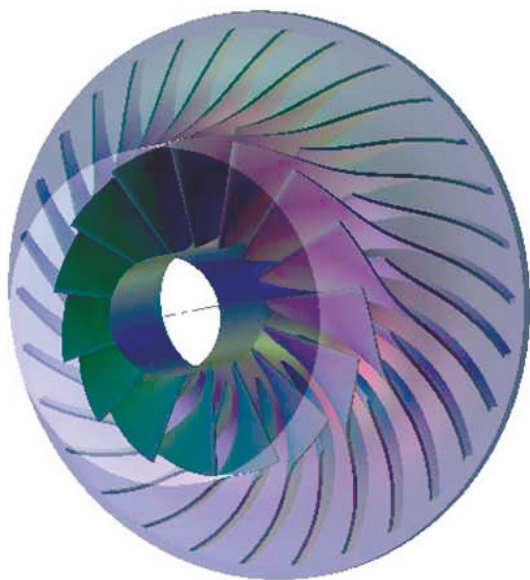


Рис. 2. Геометрическая модель центробежного колеса, созданная в Ansys

ния, которые проходят в данном сложном процессе [17, 18]. Здесь задаются тип задачи (в данном случае трехмерная), стационарность, вид жидкости, сжимаемость, тепловой и массовый обмены, а также граничные условия. Поэтому необходимы качественно построенная верифици-

рованная сетка и правильно заданные граничных условия [19].

В Ansys CFX возможно построение расчётных сеток тремя способами:

1. Приложение MESH. Задание параметров сетки производится «вручную» — наиболее трудоёмкий способ для решения проблем газодинамики.

2. Приложение ICEM. Задание параметров сетки производится автоматически, построение осуществляется для трёхмерной модели проточной части, предварительно созданной в программе трёхмерного моделирования. Значительно менее трудоёмкий и более эффективный способ, по сравнению с первым способом.

3. Приложение TurboGrid, специально созданное для построения расчётных сеток в элементах турбомашин. Оно обеспечивает наиболее удобный и эффективный способ построения сетки, по сравнению с первыми двумя.

Поскольку в данной задаче необходимо выполнить моделирование газового потока в центробежном колесе, которое является элементом турбомшины, то было выбрано приложение TurboGrid. На качество сетки также влияет количество элементов. Для правильного модели-

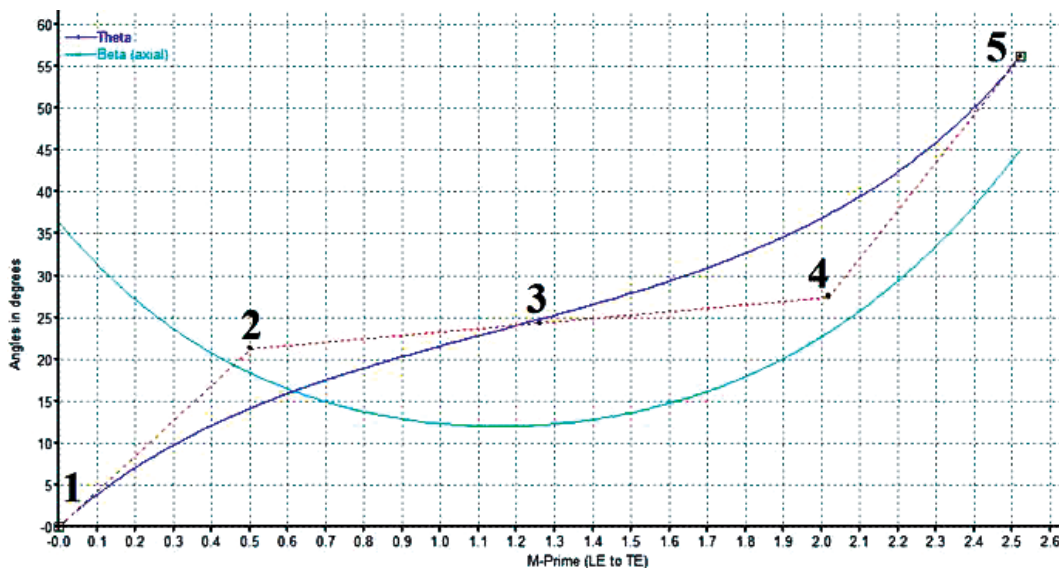


Рис. 3. Распределение угла наклона по хорде лопатки

рования пограничного слоя необходимо делать сгущение сетки у стенок, а также у входных и выходных кромок лопаток, что обеспечивает корректное моделирование потока при их обтекании, как это показано на рис. 4.

Расчётные сетки структурированные. Элементами расчётной сетки являются гексаэдры. Они имеют наибольшее количество граней, что является предпочтительным для решения газодинамических задач. Сетка состоит из 1100 тыс. элементов.

Задание граничных условий и расчет вязкого течения будут осуществляться в приложении CFX. На данный момент это самое распространенное приложение в комплексе Ansys, позволяющее рассчитывать газодинамические процессы [20, 21].

Расчёт вязкого течения производится при следующих условиях:

- 1) рабочая среда — идеальный воздух;
- 2) модель турбулентности — Shear Stress Transport;
- 3) граничные условия: на входе (Inlet) заданы полное давление p^* и полная температура T^* ; на выходе (Outlet) — расход воздуха G_B ; скорость газового потока на стенке (wall) равна нулю;
- 4) вращающимися элементами являются поверхности рабочей лопатки и втулки центробежного диска с небольшим участком на выходе, поверхности остальных элементов неподвижны.

Результаты расчета

Моделирование газодинамического потока в спроектированных геометрических моделях про-

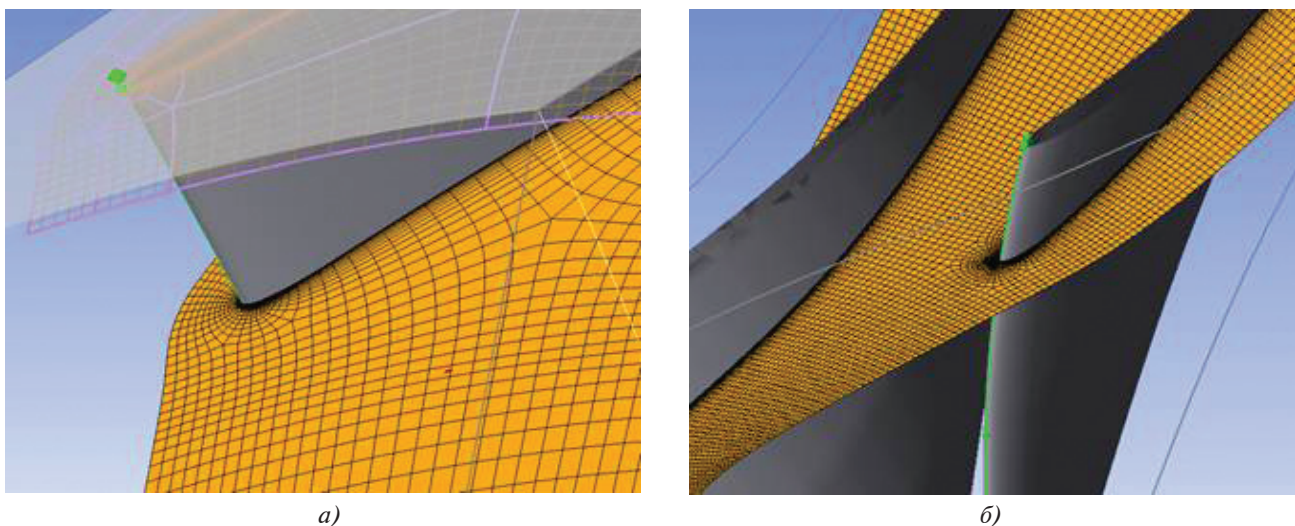


Рис. 4. Расчетная сетка (а); построение сетки у поверхности лопаток (б)

изводилось на двух режимах – взлетном и крейсерском. Это связано с тем, что около 90% времени полета летательного аппарата приходится на крейсерский режим, так как этот режим наиболее оптимален с точки зрения экономии топлива.

Расчеты на различных режимах полета были также оптимизированы для снижения трудоемкости процесса. Для начала было выполнено моделирование потока во всех 17 геометрических моделях на взлетном режиме, а затем, на основе полученных данных, выполнен пересчет параметров на крейсерском режиме полета летательного аппарата.

В качестве параметров, определяющих эффективность применяемого высоконапорного высокооборотного ЦБК, выбраны политропный и изоэнтروпийный коэффициенты полезного действия. На графиках, изображенных на рис. 5 и 6, показана зависимость основных параметров эффективности компрессора от угла наклона α_{rk} на взлетном и крейсерском режимах полета.

На основе результатов расчета можно сделать вывод, что прирост КПД для данного компрессора происходит при положительных значениях α_{rk} , а это означает, что при проектировании ЦБК нет необходимости моделировать вязкое

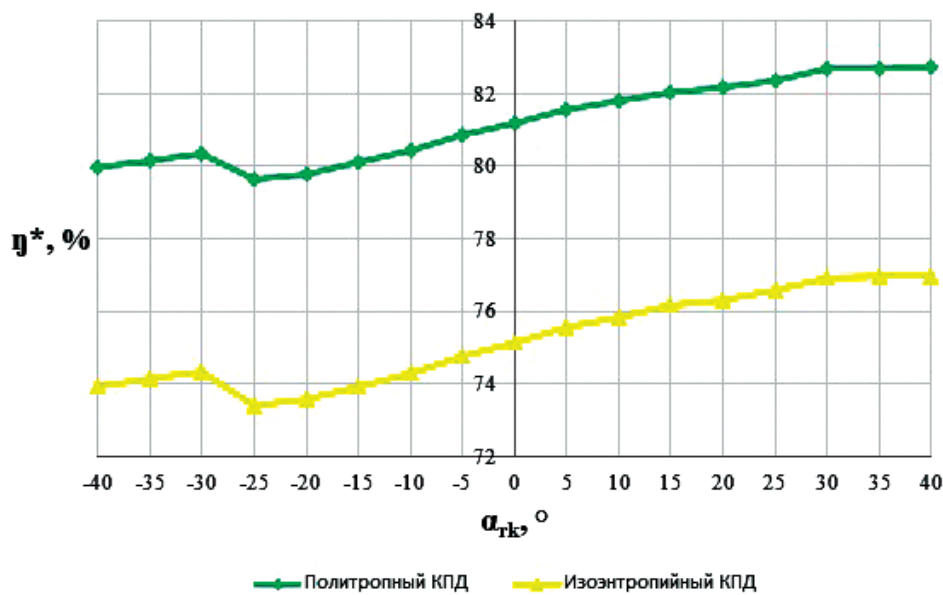


Рис. 5. Зависимость η^* от α_{rk} на взлетном режиме

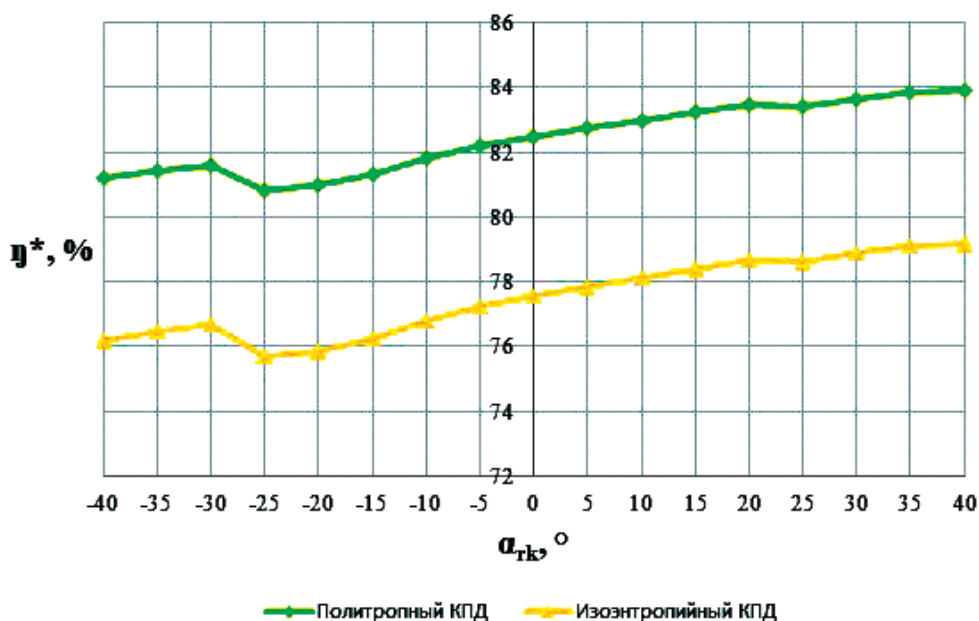


Рис. 6. Зависимость η^* от α_{rk} на крейсерском режиме

течение в отрицательных областях угла наклона рабочей лопатки, благодаря чему можно сэкономить время и уменьшить трудозатраты.

Изоэнтروпийный и политропный КПД данного ЦБК имеют существенный прирост (порядка 0,2% на каждые 5°) до точки, соответствующей модели с $\alpha_{rk} = +35^\circ$. Затем, в расчетной области, рост КПД замедляется. Эта тенденция сохраняется и за область выполненного расчета. Следовательно, применение такой конструкции рабочего колеса ЦБК наиболее эффективно с точки зрения повышения его КПД и, как следствие, позволяет повысить экономичность проектируемого или модернизируемого двигателя.

Для того чтобы разобраться, почему с изменением угла наклона лопатки рабочего колеса меняются параметры его эффективности, нам необходимо подробнее рассмотреть формулы расчета изоэнтропийного КПД η_i^* и политропного КПД η_p центробежного компрессора:

$$\eta_i^* = \frac{\left(\frac{p_K^*}{p_B}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_K^*}{T_B} - 1}; \tag{1}$$

$$\eta_p = \frac{\lg \frac{p_K^*}{p_B}}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{T_K^*}{T_B}}. \tag{2}$$

Числитель в данных формулах отвечает за повышение давления, а знаменатель – за повышение температуры. Другими словами, здесь рассматривается отношение степени повышения давления π_K^* к степени повышения температуры Θ в компрессоре. Очень важно, какой из этих двух параметров возрастает численно больше. На рис. 7 и 8 показаны графики зависимости изменения величин π_K^* и Θ от α_{rk} .

Например, степень повышения температуры у модели с $\alpha_{rk} = +35^\circ$ возрастает всего на 0,9% на взлетном режиме и на 1,25% на крейсерском режиме полета (по сравнению с исходными параметрами модели с $\alpha_{rk} = 0^\circ$). При этом степень повышения давления увеличилась на 5,29% на взлетном режиме и на 5,98% на крейсерском режиме полета. Следовательно, давление на выходе из рабочего колеса на расчетных режимах в процентном соотношении возрастает больше, чем температура, что необходимо для повышения изоэнтропийного и политропного КПД компрессора, которые увеличиваются в среднем на 1,5% по сравнению с исходной моделью. При разработке турбомашин различного типа основным принципом является улучшение характеристик движителя и тепловой машины.

Как уже было сказано выше, после прохождения точки, соответствующей модели с $\alpha_{rk} = +35^\circ$, рост изоэнтропийного и политропного КПД замедляется, это связано, в первую очередь

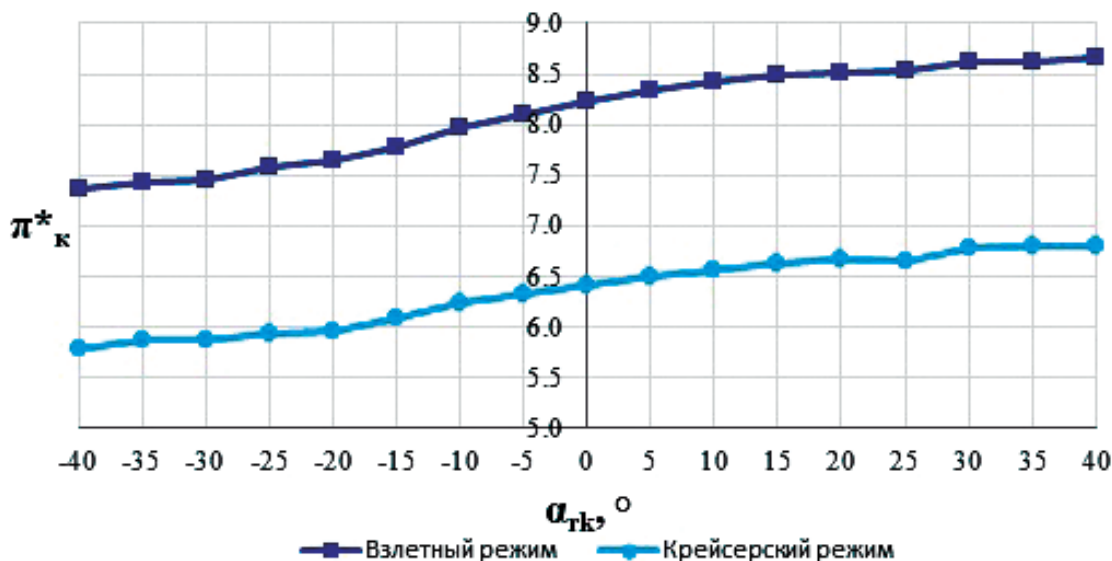


Рис. 7. Зависимость π_K^* от α_{rk}

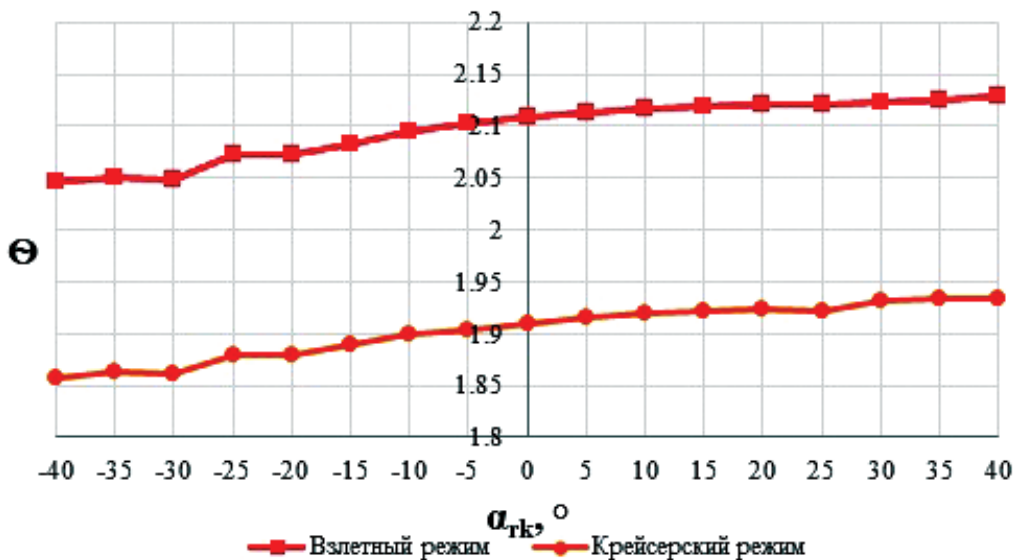


Рис. 8. Зависимость Θ от α_{rk}

с тем, что при большем угле наклона площадь лопатки увеличивается, а следовательно, увеличивается и трение рабочего тела о поверхность. Все это приводит к уменьшению процентного соотношения роста температуры и давления. Также больший наклон концевой части рабочих лопаток ЦБК ограничен конструктивной прочностью.

Исследованный конструктивный фактор — угол наклона периферийной части лопатки ЦБК — снижает перетекание рабочего тела через радиальный зазор между статором и ротором, что положительно влияет на КПД компрессора. Это происходит из-за того, что со стороны спинки рабочей лопатки появляется «область», которая при вращении удерживает в себе поток и направляет его вдоль спинки к выходу из рабочего колеса. При отрицательных областях α_{rk} эта «область» отсутствует, перетекание рабочего тела в радиальный зазор увеличивается, и, следовательно, снижается КПД. Распределение линий тока и значений скоростей на поверхности рабочих лопаток ЦБК показаны на рис. 9.

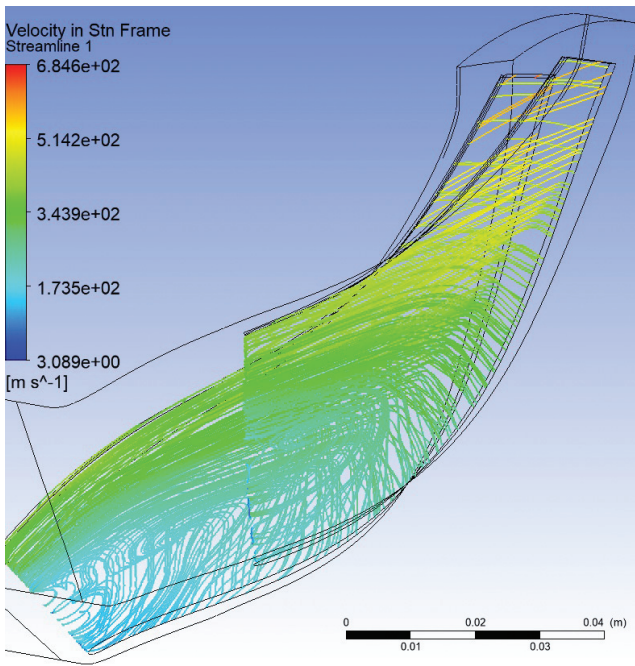
При этом происходит равномерное перераспределение полей температуры и давления, поскольку рабочее тело «прижимается» ближе к втулке рабочего колеса ЦБК, как это показано на рис. 10.

Выводы

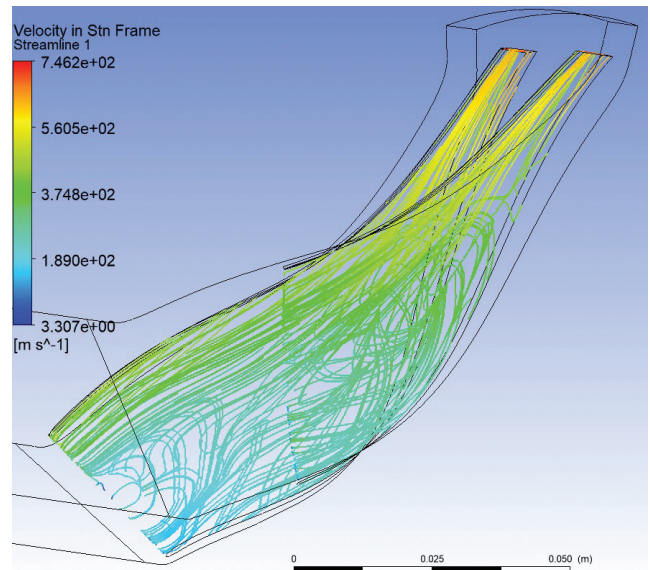
Выполненные исследования различных углов наклона периферийной части рабочих лопаток высоконапорных и высокооборотных центробежных компрессоров турбовальных и турбовинтовых двигателей мощностью 300—1000 л.с. показали, что существует область значений углов наклона лопаток в их концевой части, где перетечки газа в радиальном зазоре уменьшаются и имеет место упорядоченность направлений линий тока газа в межлопаточном канале и на выходе из рабочего колеса ЦБК, благодаря чему получается значимый выигрыш в их эффективности.

На основе полученных результатов исследований было предложено конструктивное изменение формы концевой части рабочих лопаток ЦБК, различающихся значениями угла наклона относительно радиального направления. Данное решение показало эффективность применяемой конструкции, которая обеспечивает:

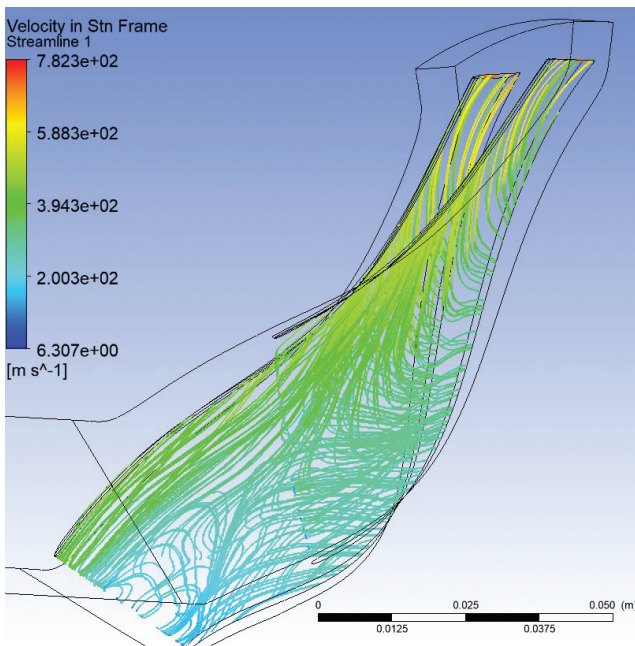
- 1) повышение эффективности применяемого центробежного компрессора;
- 2) уменьшение перетеканий рабочего тела через радиальный канал;
- 3) большую упорядоченность линий тока газа в межлопаточном канале на периферии рабочего колеса ЦБК и на входе в диффузор ЦБК;
- 4) некоторое повышение давления воздуха на выходе из рабочего колеса в периферийной части лопатки, вследствие чего возможно увеличение степени сжатия ступени в целом.



а)



б)



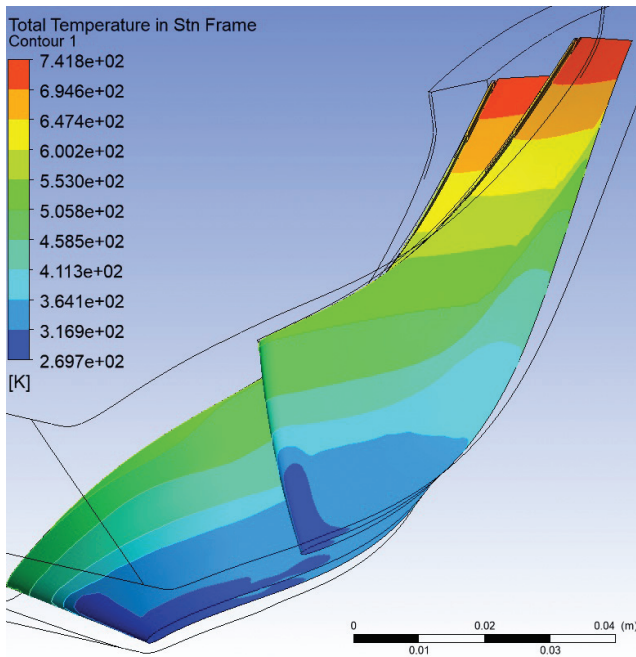
в)

Рис. 9. Распределение линий тока скоростей: а — $\alpha_{rk} = +35^\circ$; б — $\alpha_{rk} = 0^\circ$; в — $\alpha_{rk} = -40^\circ$

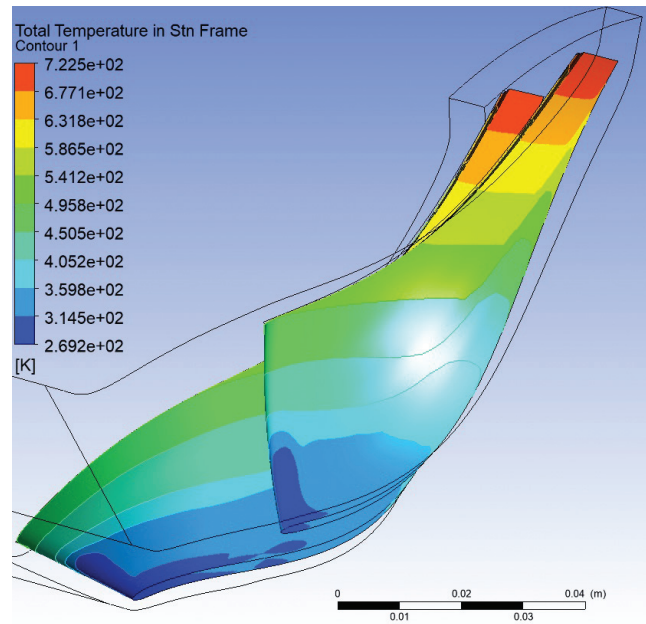
Список источников

1. Григорьев В.А., Зрелов В.А., Игнаткин Ю.М. и др. Вертолетные газотурбинные двигатели / Под общ. ред. В.А. Григорьева и Б.А. Пономарева. — М.: Машиностроение, 2007. — 491 с.
2. Ржавин Ю.А., Емин О.Н., Карасев В.Н. Лопаточные машины двигателей летательных машин. Те-

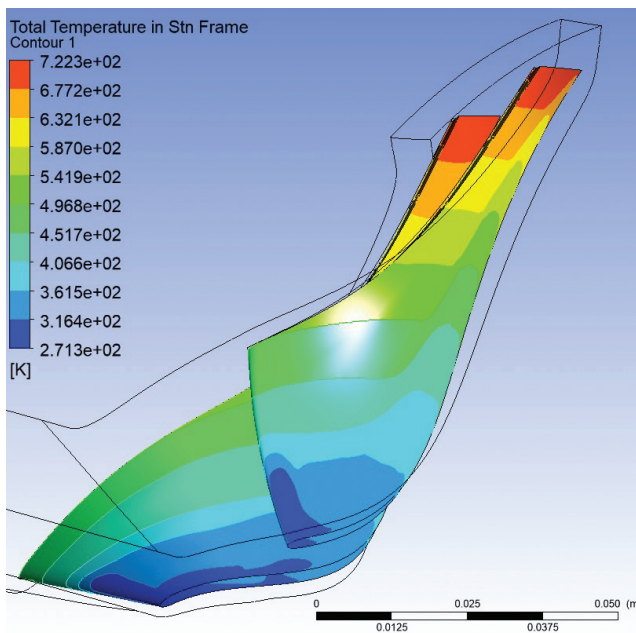
- ория и расчет: Учеб. пособие. — М.: МАИ-ПРИНТ, 2008. — 700 с.
3. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок: Учеб. пособие. — Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. — 774 с.
4. Зрелов В.А. Отечественные газотурбинные двигатели. Основные параметры и конструктивные схемы: Учеб. пособие. — М.: Машиностроение, 2005. — 336 с.
5. Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В. и др. Высокооборотные лопаточные насосы / Под ред. Б.В. Овсянникова, В.Ф. Чебаевского. — М.: Машиностроение, 1975. — 337 с.
6. Григорьев В.А., Загребельный А.О., Калабухов Д.С. Совершенствование параметрической модели массы газотурбинного двигателя со свободной турбиной для вертолетов // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 3. С. 137-143.
7. Нестеренко В.В. Основные принципы методики комплексной оптимизации облика и параметров узлов горячей части современных и перспективных ТВГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 6. С. 82-92.
8. Варсегов В.Л., Абдуллах Б.Н. Газодинамическая оптимизация лопаточных диффузоров клиновидной формы центробежного компрессора малоразмерных турбореактивных двигателей на основе численного моделирования // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 4. С. 134-143. DOI: 10.34759/vst-2019-4-134-143
9. Печенин В.А., Болотов М.А. Модель анализа и классификации геометрии лопаток газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22. № 2. С. 55-65.



a)



б)



в)

Рис. 10. Распределение поля температур:

a — $\alpha_{rk} = +35^\circ$; б — $\alpha_{rk} = 0^\circ$; в — $\alpha_{rk} = -40^\circ$

10. Drozdov A., Galerkin Y. The numerical study of the rake angle of impeller blade in centrifugal compressor // 10th International Conference on Compressors and their Systems (11–13 September 2017, City, University of London, United Kingdom). DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012036

11. Ariga I., Umezawa M. The effects of impeller exit rake angle on the internal flow of centrifugal impellers // 13th Australasian Fluid Mechanics Conference (13–18 December 1998; Monash University,

Melbourne, Australia), pp. 215-218. URL: <https://people.eng.unimelb.edu.au/imarusic/proceedings/13/Ariga.pdf>

12. Dragan V., Dumitrescu O., Malael I., Azoitei A.D. Rake impact on turboshaft compressors, a numerical study // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 2020. Vol. 92. No. 8, pp. 1169-1176. DOI: 10.1108/AEAT-01-2020-0022

13. Pakle S., Jiang K. Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high-speed turbomachinery // Propulsion and Power Research. 2018. Vol. 7. No. 1, pp. 19-29. DOI: 10.1016/j.jprr.2018.02.004

14. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A. Optimal design and control of gas-turbine engine components: a multicriteria approach // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 1997. Vol. 69. No. 6, pp. 518-526. DOI: 10.1108/00022669710185977

15. Tamaki H, Nakao H, Saito M. The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser ASME // Journal of Turbomachinery. 1999. Vol. 121. No. 1, pp. 113-118. DOI: 10.1115/1.2841218

16. Чумаков Ю.А. Газодинамический расчет центробежных компрессоров транспортных газотурбинных и комбинированных двигателей: Учеб. пособие. — М.: МГТУ МАМИ, 2009. — 72 с.

17. Милешин В.И., Семёнкин В.Г. Расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой ступени компрессора высокого давления // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 86-98.

18. Ша М., Агульник А.Б., Яковлев А.А. Влияние расчетной сетки при математическом моделировании

натекания дозвукового потока на профиль перспективной лопатки с отклоняемой задней кромкой в трехмерной постановке // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 4. С. 110-121.

19. Никитин Е.Г., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Результаты исследования осерадиального рабочего колеса центробежного компрессора в программном комплексе Ansys CFX с применением суперкомпьютерных технологий // Машиностроитель. 2016. №6. С. 474-482. URL: <https://agora.guru.ru/abrau2012/pdf/474.pdf>
 20. Bonaiuti D, Arnone A., Ermini M, Baldassarre L. Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique // Journal of Turbomachinery. 2006. Vol. 128. No. 4, pp. 786-797. DOI: 10.1115/1.1579507
 21. Menter F.R. Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows // 23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference (06–09 July 1993; Orlando, FL, USA). 10.2514/6.1993-2906
- References**
1. Grigor'ev V.A., Zrellov V.A., Ignatkin Yu.M. et al. *Vertoletnye gazoturbinnye dvigateli* (Helicopter gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 2007, 491 p.
 2. Rzhavin Yu.A., Emin O.N., Karasev V.N. *Lopatochnye mashiny dvigatelei letatel'nykh mashin. Teoriya i raschet* (Blade machines of aircraft engines. Theory and calculation), Moscow, MAI-PRINT, 2008, 700 p.
 3. Startsev N.I. *Konstruktsiya i proektirovanie osnovnykh uzlov i sistem aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok* (Aircraft engines and power plants main components and systems structure and design), Samara, Samarskii gosudarstvennyi aerokosmicheskii universitet, 2013, 774 p.
 4. Zrellov V.A. *Otechestvennyye gazoturbinnye dvigateli. Osnovnye parametry i konstruktivnyye skhemy* (Domestic gas turbine engines. Basic parameters and design schemes), Moscow, Mashinostroenie, 2005, 336 p.
 5. Borovskii B.I., Ershov N.S., Ovsyannikov B.V. et al. *Vysokooborotnye lopatochnye nasosy* (High-speed blade pumps), Moscow, Mashinostroenie, 1975, 337 p.
 6. Grigor'ev V.A., Zagrebel'nyi A.O., Kalabuhov D.S. Updating parametric gas turbine engine model with free turbine for helicopters. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 3, pp. 137-143.
 7. Nesterenko V.V. First principles of methodology of integrated optimization of image and parameters in hot section of gas turbine turboshaft engine. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 6, pp. 82-92.
 8. Varsegov V.L., Abdullah B.N. Gas dynamic optimization of wedge-shape vaned diffuser of a centrifugal compressor of small-sized turbojet engines based on numerical modelling. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 4, pp. 134-143. DOI: 10.34759/vst-2019-4-134-143
 9. Pechenin V.A., Bolotov M.A. Analysis model and classification of the geometry of gas turbine engine blades. *Aerospace MAI Journal*, 2015, vol. 22, no. 2, pp. 55-65.
 10. Drozdov A., Galerkin Y. The numerical study of the rake angle of impeller blade in centrifugal compressor. *10th International Conference on Compressors and their Systems (11–13 September 2017, City, University of London, United Kingdom)*. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012036
 11. Ariga I., Umezawa M. The effects of impeller exit rake angle on the internal flow of centrifugal impellers. *13th Australasian Fluid Mechanics Conference (13–18 December 1998; Monash University, Melbourne, Australia)*, pp. 215-218. URL: <https://people.eng.unimelb.edu.au/imarusic/proceedings/13/Ariga.pdf>
 12. Dragan V., Dumitrescu O., Malael I., Azoitei A.D. Rake impact on turboshaft compressors, a numerical study. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 2020, vol. 92, no. 8, pp. 1169-1176. DOI: 10.1108/AEAT-01-2020-0022
 13. Pakle S., Jiang K. Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high-speed turbomachinery. *Propulsion and Power Research*, 2018, vol. 7, no. 1, pp. 19-29. DOI: 10.1016/j.jprr.2018.02.004
 14. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A. Optimal design and control of gas-turbine engine components: a multicriteria approach. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 1997, vol. 69, no. 6, pp. 518-526. DOI: 10.1108/00022669710185977
 15. Tamaki H, Nakao H, Saito M. The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser ASME. *Journal of Turbomachinery*, 1999, vol. 121, no. 1, pp. 113-118. DOI: 10.1115/1.2841218
 16. Chumakov Yu.A. *Gazodinamicheskii raschet tsentrobezhnykh kompressorov transportnykh gazoturbinnnykh i kombinirovannykh dvigatelei* (Gas-dynamic calculation of centrifugal compressors for transport gas turbine and combined engines), Moscow, MGTU MAMI, 2009, 72 p.
 17. Milesin V.I., Semenkin V.G. Computational study of Reynolds number effect on the typical first stage of a high-pressure compressor. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 86-98.
 18. Sha M., Agul'nik A.A., Yakovlev A.A. The effect of the computational mesh while mathematical modeling of the inflow of a subsonic flow onto the profile of a

- perspective blade with a deflectable trailing edge in a three-dimensional setup. *Aerospace MAI Journal*, 2017, vol. 24, no. 4, pp. 110-121.
19. Nikitin E.G., Galerkin Yu.B., Kozhukhov Yu.V. *Mashinostroitel'*, 2016, no. 6, pp. 474-482. URL: <https://agora.guru.ru/abrau2012/pdf/474.pdf>
20. Bonaiuti D, Arnone A., Ermini M, Baldassarre L. Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique. *Journal of Turbomachinery*, 2006, vol. 128, no. 4, pp. 786-797. DOI: 10.1115/1.1579507
21. Menter F.R. Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows. *23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference (06 - 09 July 1993; Orlando, FL, USA)*. DOI: 10.2514/6.1993-2906

Статья поступила в редакцию 15.12.2021; одобрена после рецензирования 22.12.2021; принята к публикации 21.03.2022.

The article was submitted on 15.12.2021; approved after reviewing on 22.12.2021; accepted for publication on 21.03.2022.