

УДК 621.515

Комплексный метод автоматизированного проектирования двухзвенных ступеней с осерадиальным рабочим колесом центробежных компрессоров

А. М. ДАНИЛИШИН¹, канд. техн. наук Ю. В. КОЖУХОВ²,д-р техн. наук А. М. СИМОНОВ³danilishin_am@mail.ru¹, kozhukhov_yv@mail.ru², simonov-33@mail.ru³

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

В условиях современной тенденции сокращения экспериментальных работ в области компрессоростроения, для проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ разработан комплексный метод автоматизированного газодинамического проектирования и профилирования двухзвенной ступени центробежного компрессора с осерадиальным рабочим колесом. Метод состоит из синтеза традиционных подходов к проектированию с использованием невязких квазитрехмерных и современных вязких трехмерных расчетов с проведением многокритериальной и многопараметрической оптимизации. Проектирование представляет собой поочередный процесс решения обратной и прямой задачи газодинамического расчета. Обратная задача производится по установленным методикам проектирования и профилирования ЛПИ-СПБПУ. Прямая задача состоит в вариантном переупрофилировании проточной части с достижением рационального распределения относительных скоростей невязкого потока на лопатках рабочего колеса. Оценочно определяются коэффициенты потерь в рабочем колесе и безлопаточном диффузоре на основе приближенных методов. Для уточнения потерь и напора производится вязкий трехмерный расчет с получением оценочной газодинамической характеристики. В случае необходимости процесс проектирования повторяется сначала с новыми коэффициентами потерь. На конечном этапе для достижения совершенства проточной части производится многокритериальная и многопараметрическая оптимизация. В статье приводится пример проведения успешной оптимизации модельной двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом. Продемонстрированы результаты оценочного расчета потерь в проточной части в сравнении с экспериментальными данными. Показаны распределения скоростей на трех линиях тока и рассчитанная характеристика теоретического напора тестовой решетки осерадиального рабочего колеса.

Ключевые слова: автоматизированное проектирование, двухзвенная ступень, осерадиальное рабочее колесо, центробежный компрессор, вязкий расчет, оптимизация.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 27.09.2019, принята к печати 17.01.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-1-3-11

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Данилишин А. М., Кожухов Ю. В., Симонов А. М. Комплексный метод автоматизированного проектирования двухзвенных ступеней с осерадиальным рабочим колесом центробежных компрессоров // Вестник Международной академии холода. 2020. № 1. С. 3–11.

Complex method for automated designing two-sectional centrifugal compressors stage with 3d impeller

A. M. DANILISHIN¹, Ph. D. Y. V. KOZHUKHOV², D. Sc. A. M. SIMONOV³¹danilishin_am@mail.ru, ²kozukhov_yv@mail.ru, ³simonov-33@mail.ru

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

In terms of the current trend for reducing experimental work in the field of compressor engineering, a comprehensive method for automated gas-dynamic designing and profiling a two-stage stage for a centrifugal compressor with an axial-radial impeller has been developed for R & D. The method consists of the synthesis of traditional design approaches using non-viscous quasi-three-dimensional and modern viscous three-dimensional calculations followed by multiparametric and multicriterial optimization. The design process is an alternate process for solving the inverse and direct problem of gas-dynamic calculation. The inverse problem is carried out according to well-established methods of designing at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. The direct task is the variant profiling of the flow path with the achievement of a rational distribution of the relative velocities of the nonviscous flow on the impeller blades. The loss coefficients in the impeller and vaneless diffuser are estimated on the basis of approximate methods. To clarify the losses and pressure, a viscous three-

dimensional calculation is made with an estimated gas-dynamic characteristic. If necessary, the design process is repeated first with new loss factors. At the final stage, in order to achieve perfection of the flow part, multicriterial and multiparameteric optimization is carried out. The article provides an example of successful optimization for a two-stage model stage with an axial radial impeller. The results of the estimated calculation of the loss characteristics in the flow part are demonstrated in comparison with experimental data. The distribution of speeds on three current lines and the calculated characteristic of the theoretical head for the test grid of an axial radial impeller are shown.

Keywords: computer-aided design, two-stage stage, axial radial impeller, centrifugal compressor, viscous calculation, optimization.

Article info:

Received 27/09/2019, accepted 17/01/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-1-3-11

Article in Russian

For citation:

Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Complex method for automated designing two-sectional centrifugal compressors stage with 3d impeller. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 1. p. 3–11.

Введение

Центробежные компрессоры применяются во многих отраслях промышленности: в химической, нефтяной и газовой промышленности, металлургии, строительстве, энергетике, машиностроении, судостроении, транспорте, холодильной и криогенной технике и др. Двухступенная ступень с осерадиальным рабочим колесом может иметь полукрытую, так и закрытую конструкцию и использоваться в турбодетандерных агрегатах для производства СПГ (сжиженный природный газ) [1], а также в схемах низкотемпературной сепарации попутного нефтяного газа. В частности, осерадиальные колеса могут применяться в качестве первых ступеней центробежных компрессоров для увеличения производительности. Полуоткрытая конструкция осерадиальных колес обладает высокими прочностными характеристиками, что позволяет уменьшить: размеры и число ступеней в компрессорных установках за счет повышения уровня окружных скоростей. Основными направлениями, использующими преимущества осерадиальных полуоткрытых рабочих колес, являются турбонаддув ДВС для тепловозов, морских и речных судов, самосвалов, электростанций, буровых установок и газомотокомпрессоров. Производство и использование центробежных компрессоров постоянно растет, увеличивается суммарная доля потребления ими вырабатываемой электроэнергии. Вследствие этого, вопрос повышения технического уровня компрессоров имеет важное значение и является основным в деятельности научно-исследовательских, конструкторских и технологических организаций, производственных и эксплуатирующих предприятий отрасли.

Проектирование проточной части элементов центробежного компрессора обычно сводится к этапу вариантного газодинамического расчета, который состоит из двух составляющих: обратная и прямая задача. При решении обратной задачи задаются: отношение давлений, массовый расход, оптимальные газодинамические параметры и геометрические соотношения проточной части; определяются размеры проточной части. При решении прямой задачи задаются все геометрические параметры ступени и частота вращения ротора, параметры на входе в компрессор или ступень; определяются параметры потока в проточной части, ее эффективность. Основные харак-

теристики потерь в элементах проточной части на этапе обратной или прямой задачи традиционно определяются посредством разработанных ранее математических моделей потерь, данных испытаний модельных и натуральных ступеней, опыта проектировщика. По итогам вариантного газодинамического расчета производится профилирование элементов проточной части и при необходимости возврат к первому этапу для выбора и уточнения параметров проточной части. Использование математических моделей потерь привело к созданию различных методов расчета, многие из которых основаны на обобщении экспериментальных данных, другие основаны на численных методах расчета течений в проточной части [2].

К концу 1980-х гг. прошлого века, широко использовались методы невязкого расчета течения, реализованные в программах для отдельных элементов турбокомпрессоров (диффузоров, решеток, отдельных профилей и др.). Как правило, методы сводятся к известному подходу решения квазитрехмерной задачи [3], в которой трехмерная задача невязкого обтекания сводится к двум двумерным задачам. Здесь течение рассматривается на двух семействах линейных поверхностей тока S_1 и S_2 . Производится расчет меридионального потока в плоскости S_1 и расчет обтекания решетки в слое переменной толщины на осесимметричных поверхностях S_2 . Существует множество подходов для решения течения на поверхностях тока. Наибольшую популярность применения обрел метод [4] для решения идеального потока в меридиональной плоскости. Среди методов также можно выделить метод особенностей, конечно-разностный метод. Метод особенностей [5, 6] используется для расчета плоских потенциальных потоков идеальной жидкости в многосвязных областях, в которых потенциальное (безвихревое) течение на контуре профиля заменяется системой особенностей — вихрей. Метод позволяет рассчитывать течение газа в радиальной плоскости, которое моделируется обтеканием решеток профилей. Конечно-разностные методы [7] характеризуются тем, что в уравнениях дифференциалы заменяются на конечные разности, а сами уравнения из уравнений в частных производных становятся уравнениями в конечных разностях. Б. Н. Савиным на кафедре компрессоростроения Ленинградского политехнического института разработан уточ-

ненный каналный метод расчета распределения скоростей по лопаткам [8]. Метод позволяет приближенно учитывать отставание потока от лопаток на выходе, изменение распределения скоростей и нагрузки на лопатках при различных режимах течения и расходах. В настоящее время современные методы вычислительной гидрогазодинамики CFD (Computational Fluid Dynamics) широко используются для расчета вязкого трехмерного турбулентного течения в проточной части, использующие метод конечных (контрольных) объемов для интегрирования систем дифференциальных уравнений в частных производных и получения газодинамических характеристик центробежных компрессоров, оценки потерь в элементах проточной части. Интеграция в CFD методов многокритериальной и многопараметрической оптимизации помогает существенно увеличить эффективность проектируемой ступени за счет поиска оптимальной формы проточной части в меридиональном и радиальном сечении.

Перечисленные методы имеют свои достоинства. Математические модели, основанные на экспериментальных данных, позволяют получить достаточно точный и быстрый результат, однако ограничены рядом заложенных в модель экспериментальных данных и в случае проектирования ступеней на перспективные параметры, не входящих в ряд испытанных, могут дать существенную ошибку. Численные методы для расчета невязкого течения позволяют получить качественную картину течения, но только на основе сопоставления вариантов проектирования есть возможность количественно оценить наиболее эффективный вариант, кроме того, существуют ограничения по использованию моделей. CFD методы в ряде случаев дают вполне достоверное качественное и количественное представление о рабочем процессе, однако, трудоемкость и временные затраты ограничивают всеобъемлющее использование этих методов из-за необходимости использования мощных вычислительных средств — суперкомпьютеров и высококвалифицированный персонал. Следует признать, что проведение экспериментальной проверки на настоящее время остается единственным способом достоверной оценки характеристики центробежного компрессора. Вместе с тем перечисленные методы позволяют существенно сократить, а то и вовсе отказаться от доводочных испытаний и уменьшить временные затраты на проведение НИОКР для перспективных газодинамических проектов центробежных компрессоров.

В целях ускорения внедрения результатов НИОКР, с использованием современных методов инженерного анализа и экстремальной высокопроизводительной вычислительной техники — суперкомпьютера, авторами разработан комплекс газодинамического проектирования и профилирования двухзвенной ступени центробежного компрессора с осерадиальным рабочим колесом [9], представляющий собой автоматизированный процесс решения обратной и прямой задачи газодинамического проектирования с профилированием проточной части и на основе анализа рационального распределения относительных скоростей невязкого потока на осесимметричных поверхностях тока. Расчет потерь в элементах производится последовательно по приближенным методам и по CFD ме-



Рис. 1. Алгоритм проектирования двухзвенной ступени

Fig. 1. Design algorithm for two-stage stage

тодам, с возвратом на этап решения обратной задачи для уточнения расчетного коэффициента потерь и перепрофилирования решетки и неподвижных элементов. На окончательном этапе выполняется многокритериальная и многопараметрическая оптимизация проточной части для достижения наивысших показателей эффективности ступени. На рис. 1 изображен общий алгоритм проектирования. Разработанный программный комплекс представляет собой дальнейшее развитие методики комплексного расчетно-теоретического исследования [10].

Проектирование и профилирование

Разработанные алгоритмы решения прямой и обратной задачи газодинамического расчета приняты на основе методик проектирования, разработанных специалистами кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ [11]. В процессе проектирования в общем случае задается значение условного коэффициента расхода $\Phi = 0,06 \dots 0,1$, коэффициент теоретического напора $\psi_t = 0,55 \dots 0,92$, втулочное отношение $D_{вт}/D_2 = 0,22 \dots 0,35$, коэффициент потерь в элементах ступени ζ , число лопаток, диффузорность потока в межлопаточных каналах колеса с учетом стеснения $n_w = 1,1 \dots 1,8$ и др. параметры. В результате определяются основные геометрические и газодинамические параметры проточной части. Выбор оптимального сочетания конструктивных и газодинамических параметров проточной части в указанных сечениях предварительно проводится с применением расчетных моделей потерь в элементах. Модели потерь получены в результате комплекса расчетно-теоретических и экспериментальных работ по исследованию и созданию эффективных высоконапорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами для центробежных компрессоров общепромышленного назначения [10]. Уточнение потерь, с помощью невязких моделей течения с расчетом потерь и CFD моделей, позволяет расширить диапазон по применимости методики. Это дает возможность рассчитывать перспективные газодинамические проекты, не входящие в общий диапазон рекомендуемых значений методики.

Профилирование осерадиального рабочего колеса производится с разделением осевой и радиальной частей колеса. Части рабочего колеса условно разделены плоскостью $T-T$, перпендикулярной оси компрессора (рис. 2, а). При данном профилировании обеспечивается возможность изготовления как составного колеса с вращающимся направляющим аппаратом, так и цельнопрофильного колеса. Алгоритм профилирования проточной части рабочих колес разработан на основе опыта проектирования осерадиальных рабочих колес. В качестве оптимальных показателей распределения скоростей приняты обобщенные рекомендации, разработанные специалистами СПбПУ в результате экспериментальных исследований ряда высоконапорных ступеней [10].

Из обратной задачи газодинамического проектирования определяются четыре реперные точки меридионального контура. Втулочная и периферийная поверхности разбиваются на две гладко сопряженные поверхности по дуге окружностей. Дуги окружностей разбиваются на n равноудаленных точек с определением координат. Для обеспечения точного совпадения с координатами производится интерполяция таблично заданной функции координат точек дуг окружностей кубическим сплайном. Определяется средняя линия меридионального контура и строится ортогональная сетка. Форма осевой части варьируется с помощью форм параметра n по зависимости (1), а форма радиальной части профилируется по дуге окружности. Компьютерная программа профилирования определяет координаты и геометрические параметры проточной части на средней, втулочной и периферийной поверхностях: ширины канала $B(l)$, углы наклона средней линии меридиональных обводов $\gamma(l)$, радиусы $r(l)$ в меридиональной плоскости (рис. 2, б) и углы лопатки $\beta_n(l)$ в осевой и радиальной плоскости. С помощью координат и геометрических параметров производится приближен-

ный расчет течения идеального газа в ступени центробежного компрессора в квазитрехмерной постановке и строится 3D модель рабочего колеса для интеграции в систему *Ansys Workbench 18.0*.

Заданием формы лопатки и меридионального контура варьируется величина местной диффузорности и оценивается форма распределения скоростей на поверхностях лопаток, чтобы их значения оставались в пределах оптимальных величин.

$$y = \frac{\text{ctg}\beta_{\text{пл}}}{n} x^n. \quad (1)$$

CFD-модель проточной части для численного моделирования автоматически строится в программной среде *Ansys workbench 18.0*, по результатам проведенного профилирования, в разработанной параметризованной CAD-модели [12] с интеграцией в алгоритм многопараметрической и многокритериальной оптимизации [13].

Невязкий и вязкий расчет

Основной характеристикой рабочего колеса центробежного колеса является теоретический напор, определяющий подведенную рабочим колесом механическую энергию газу для совершения полезной работы и преодоления сопротивления в проточной части. В существующих методиках расчета теоретического напора используются методиках расчета теоретического напора используются коэффициенты скольжения для учета отставания потока от лопаток рабочего колеса [2]. В данной работе принято решение в качестве первоначальной оценки напорной характеристики использовать метод приближенного расчета течения идеального газа в ступени центробежного компрессора в квазитрехмерной постановке [8]. В дальнейшем для уточнения теоретического напора используются результаты вязкого трехмерного расчета.

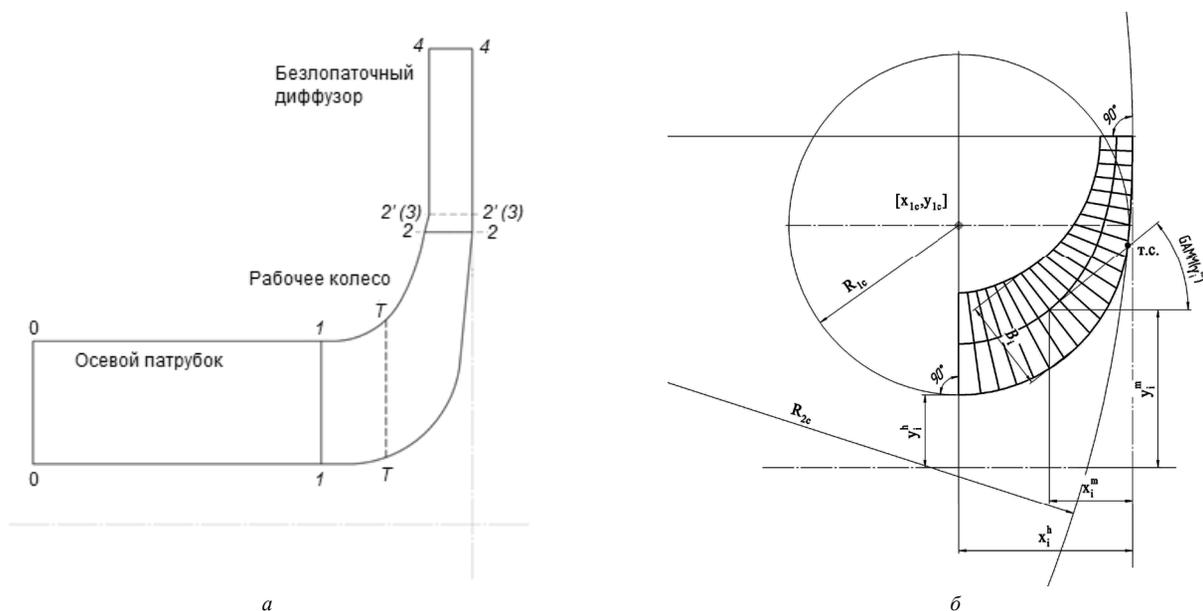


Рис. 2. а — схема меридионального контура двухзвенной ступени: 1–1 ... 4–4 — контрольные сечения; б — схема построения втулочной поверхности по дугам окружностей с отображением квазиортогональной сетки: x , y — координаты точки; R_{1c} , R_{2c} — радиусы дуг окружностей; $GAMM(\gamma)$ — угол наклона средней линии в точке; B — ширина канала

Fig. 2. a — Meridional contour of two-stage stage: 1–1 ... 4–4 — control sections; б — outer surface fitting to curve segments with a display of quasiorthogonal grid: x , y — point position, R_{1c} , R_{2c} — curve segment radiuses, $GAMM(\gamma)$ — central line slope angle at the point, B — channelwidth

В методе рассматривается обтекание профиля лопаточной решетки, лежащей на осесимметричной поверхности тока в слое переменной толщины. Для рабочего колеса рассматривается обтекание решетки потоком в относительном движении. В основе метода положено представление вектора относительной скорости w в произвольной точке межлопаточного канала в виде суммы двух составляющих: вектора w , имеющего направление лопаток, и вектора Δw_u , направленного в окружном направлении перпендикулярно меридиональной плоскости, проходящей через данную точку: $w = w + \Delta w_u$. Наличие составляющей Δw_u связано с процессом сгущения и разрежения линий тока у поверхностей лопаток при их взаимодействии с потоком. На выходе решетки величина проекции вектора Δw_u на ось отрицательна, она характеризует отставание потока от направления лопаток.

Метод приближенного расчета течения идеального газа в ступени позволяет получить оптимальное распределение относительных скоростей невязкого потока на поверхности лопатки, что практически обеспечивается путем многократного перебора геометрических параметров проточной части: $B(l)$, $\beta(l)$, $\gamma(l)$ и др., полученных из программы профилирования. Объединение процесса решения прямой задачи газодинамического расчета с профилированием и расчетом невязкого потока позволяет на этапе проектирования провести серию вариантных расчетов различных форм проточной части рабочего колеса с определением оценочной характеристики коэффициента напора. На рис. 3 изображены расчетные распределения относительной скорости невязкого потока для рабочего колеса РК-61 на трех поверхностях тока. Вязкий осесимметричный расчет потока в безлопаточном диффузоре основан на приближении узкого канала, разработанном Ю. И. Бибой [14].

На основе распределения относительных скоростей невязкого потока подбирается рекомендованная нагрузка на участках лопатки, анализируется угол атаки по высоте лопатки. Затем производится расчет параметров пограничного слоя по методу [8], и оценочно определяются значения коэффициента потерь в рабочем колесе на средней, втулочной, периферийной поверхностях тока

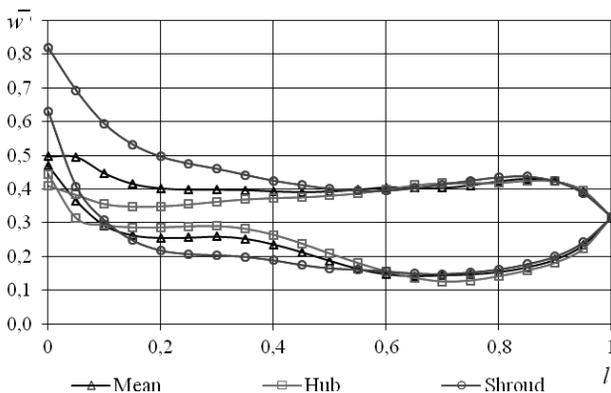


Рис. 3. Распределение безразмерных относительных скоростей на средней, втулочной и периферийной поверхностях тока на лопатках в рабочем колесе РК-61

Fig. 3. Distribution of non-dimensional relative velocities along central, outer, and peripheral surfaces of current on RK-61 impeller blades

Таблица 1
Распределение коэффициента потерь на расчетном режиме по поверхностям тока

Table 1
Distribution of loss coefficient along current surface in design mode

Средняя	Втулочная	Периферия	На ограничивающих	Суммарно	Экспериментальное значение
0,21	0,19	0,32	0,0138	0,25	0,20

и на ограничивающих поверхностях. В табл. 1 сведены результаты расчета коэффициента потерь для рабочего колеса РК-61 в сравнении с экспериментальным значением.

Из-за существующей погрешности вязких методов расчета потока в промышленных задачах, связанных с применением полуэмпирических моделей турбулентности, требуется осторожный подход в оценке точности получаемых характеристик. Для оценки достоверности используемых методик расчета проведено моделирование и сопоставление с экспериментом 12 высоконапорных двухзвенных ступеней с осерадиальным рабочим колесом в программном комплексе *Ansys CFD* [15]. Произведена оценка уровня относительной погрешности моделирования в зоне экономической работы и на расчетном режиме. Зона экономической работы рассчитывается от расчетного значения условного коэффициента расхода до значения, при котором политропный коэффициент полезного действия по полным параметрам падает на 5%. В зоне экономической работы для высоконапорных двухзвенных ступеней с $\Psi_T = 0,72$ в диапазоне расходности $0,064 < \Phi_p < 0,1$ максимальная погрешность для коэффициента внутреннего напора (Ψ_i) составляет 3,6%, для коэффициента теоретического напора (Ψ_t) составляет 3,0%, для коэффициента политропного КПД по полным параметрам (η_p) составляет 2,5%, для коэффициента политропного напора по полным параметрам (Ψ_n) составляет 4,8%. Учитывая данные значения возможен учет погрешности CFD моделирования при проектировании новых ступеней. Стоит отметить, что для вариантов колес с лопатками, загнутыми назад, получена меньшая погрешность, а для рабочего колеса типа «радиальная звезда» — максимальная. Проведены расчеты и проанализированы результаты распределения невязкого и вязкого потока в рабочем колесе. Получено удовлетворительное качественное и количественное совпадение (рис. 4).

Для РК-61 (лопатки загнуты назад) на расчетном режиме для Ψ_T расхождение вязкого расчета и программы приближенного невязкого расчета составило ~4% в сечении 2 — 2', при расхождении вязкого расчета с экспериментом <1% по сечению 2' — 2'. Для РК-51 («радиальная звезда») на расчетном режиме для Ψ_T расхождение вязкого и невязкого расчет составило также ~4,0%, при расхождении вязкого расчета с экспериментом <1%. Невязкий расчет может использоваться для получения предварительной характеристики теоретического напора в осерадиальном рабочем колесе, что должно сократить общее время на вариантное проектирование и разработку рабочего колеса. Окончательный вязкий трехмерный расчет уточняет характеристики компрессора, обеспечивая тре-

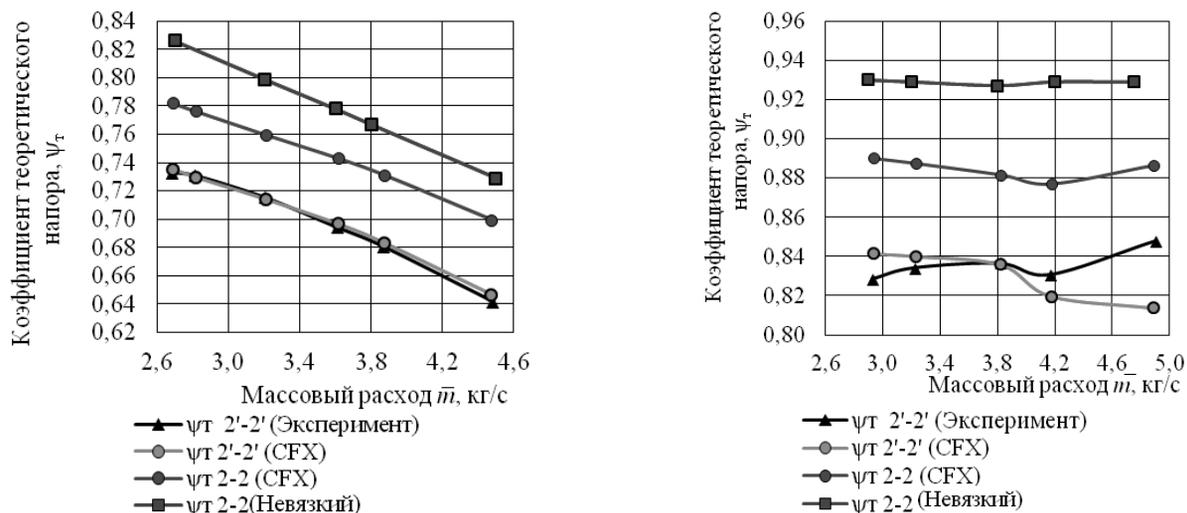


Рис. 4. Графики зависимости коэффициента теоретического напора ψ_m от массового расхода для рабочего колеса РК61 в сечениях 2–2 и 2'–2' (1,057 D_2)

Fig. 4. The curves of the theoretical head coefficient dependence ψ_m on mass flow rate for RK61 impeller at sections 2–2 and 2'–2' (1.057 D_2)

буемые значения напора. В работе [16] показано как можно использовать результаты вязкого моделирования для получения оптимальной формы проточной части двухзвенной ступени с осерadiальным рабочим колесом центробежного компрессора. В последнее время для окончательной доводки геометрической формы проточной части ступеней центробежных компрессоров расширяется применение методов многокритериальной оптимизации [17, 18].

Пример многокритериальной и многопараметрической оптимизации

Для проведения многокритериальной и многопараметрической оптимизации используются разработанные параметризованные модели проточной части: осерadiального рабочего колеса и безлопаточного диффузора. В качестве примера приведена модернизация рабочего колеса РК-61 по алгоритму проведения оптимизации. В качестве критериев оптимизации выбраны следующие: максимизация коэффициента политропного КПД и неизменное значение коэффициента политропного напора $\Psi_n^* = 0,68$. В качестве параметров выбраны следующие 8

геометрических характеристик, обеспечивающих изменение меридионального контура, согласно рис. 2, а:

$$b_3/b_2 = 0,8 \dots 1,6; \quad b_4/b_2 = 0,8 \dots 1,6;$$

$$D_3/D_2 = 1,05 \dots 1,25; \quad z = 20 \dots 25;$$

$$k_1 = 0,8 \dots 1; \quad k_2 = 0,85 \dots 1,0; \quad k_3 = 1 \dots 1,3; \quad k_z = 0,85 \dots 1.$$

Применен многокритериальный эволюционный алгоритм оптимизации MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm) (табл. 2, рис. 5).

Первоначально производится распределение вариантов для заполнения диапазонов варьирования выбранных параметров. Результаты вязкого расчета первоначальных вариантов используются для построения поверхности отклика, по которой определяется наилучшее направление оптимизации. По выбранному направлению окончательно рассчитываются оптимальные варианты. Выбранный вариант оптимизации рассчитывается отдельно для получения окончательных газодинамических характеристик (рис. 6).

По результатам оптимизации относительно базового варианта увеличена зона экономичной работы на ~30%, увеличен КПД на 1,7% на расчетном режиме. Следова-

Таблица 2

Таблица равнооптимальных решений по результатам оптимизации

The equal-optimum solutions according to optimization results

Table 2

Параметр	Базовый	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5
z	24	20	21	22	21	22
k_1	1,0	0,86	0,86	0,86	0,88	0,84
k_2	1,0	0,85	1,00	0,90	1,00	0,93
k_3	1,0	1,30	1,20	1,30	1,20	1,20
k_z	1,0	0,93	0,88	0,88	0,95	0,98
b_3/b_2	1,0	0,92	0,89	0,82	0,94	0,89
b_4/b_2	1,0	0,81	0,92	0,96	0,96	0,90
D_3/D_2	1,0	1,05	1,19	1,17	1,19	1,12
η_n^* (4-4)	0,880	0,894	0,892	0,890	0,891	0,889
Ψ_n^* (4-4)	0,693	0,680	0,680	0,681	0,683	0,680

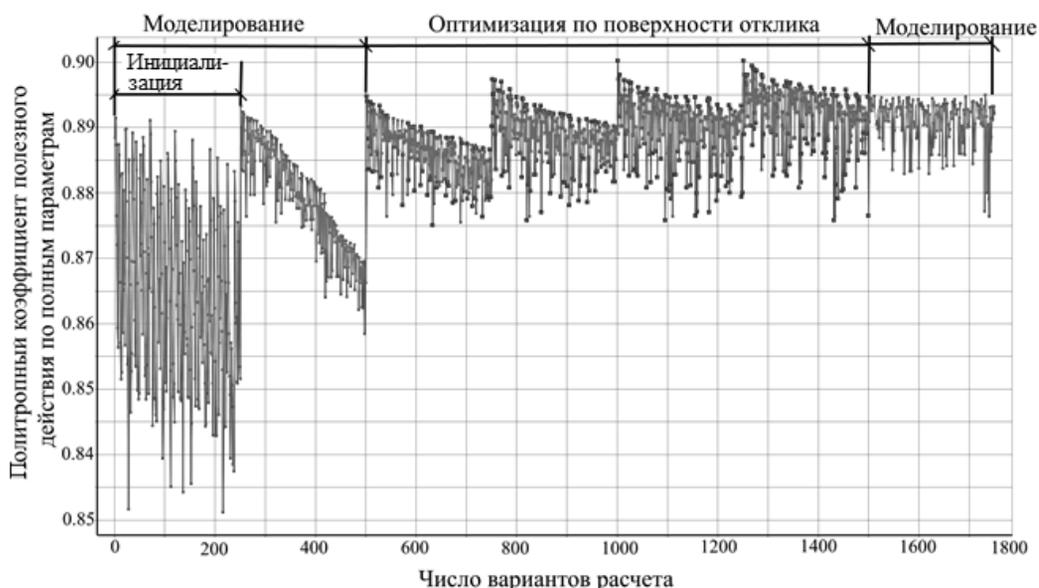


Рис. 5. Результирующий график эффективности, в зависимости от вариантов CFD расчета, выполненных многокритериальной и многопараметрической оптимизации для РК61

Fig. 5. Resulting curve of the efficiency depending on the methods of CFD calculation, multiparametric and multicriterial optimization carried out for RK-61 impeller

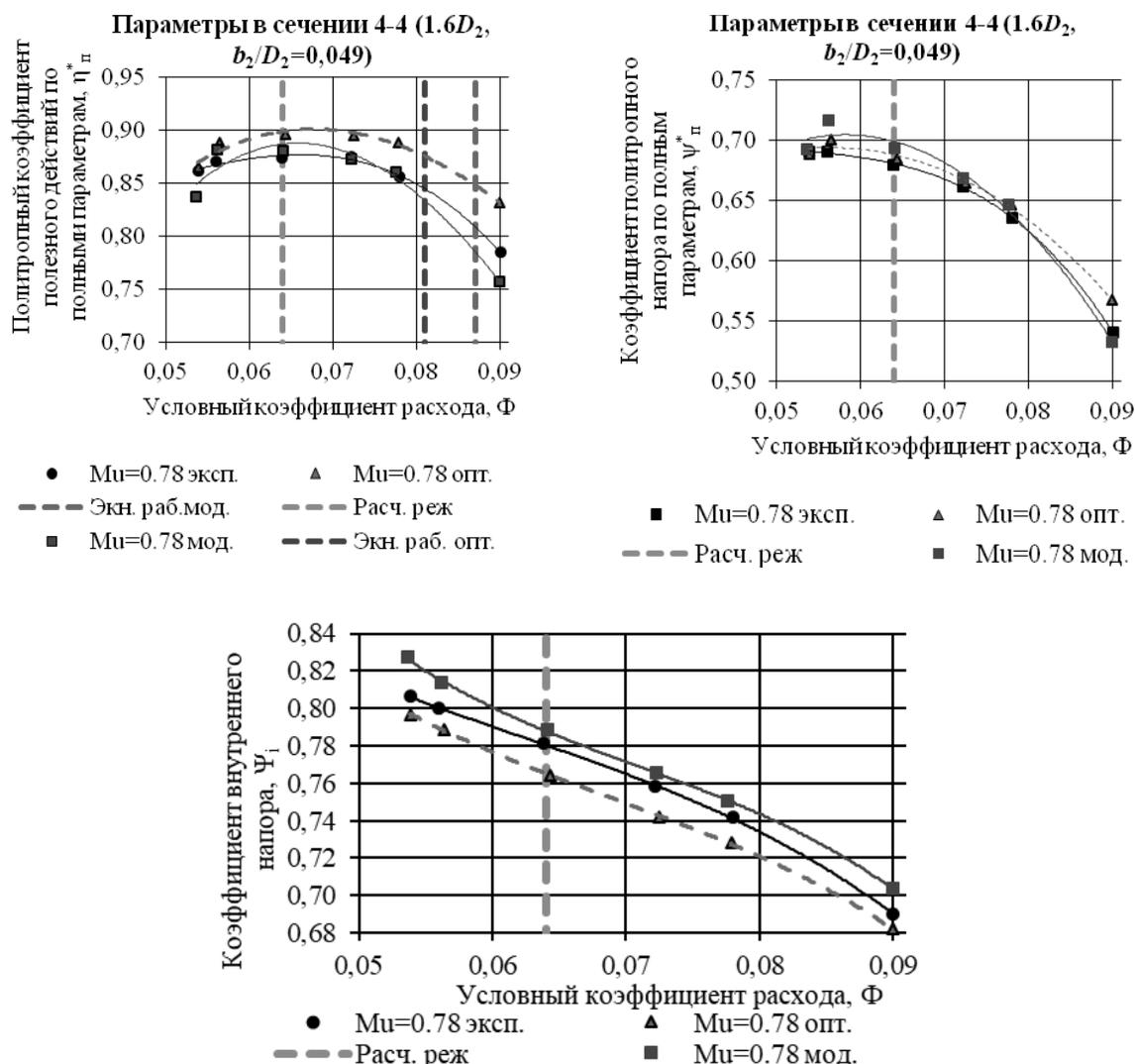


Рис. 6. Газодинамические характеристики базового и оптимизированного варианта РК61

Fig. 6. Gas-dynamic characteristics of original and optimized versions of RK-61 impeller

тельно, данный подход может успешно применяться при доводке проектируемой проточной части для получения наивысших показателей эффективности.

Заключение

Разработан комплексный автоматизированный метод газодинамического проектирования и профилирования двухзвенных ступеней центробежного компрессора с осерadiальным колесом с использованием современных методов цифрового проектирования и инженерного анализа с использованием экстремальной высокопроизводительной вычислительной техники — суперкомпьютера.

Метод состоит в последовательном выполнении компьютерных программ. На первом этапе производится газодинамический расчет ступени с осерadiальным рабочим колесом. Производится вариантное профилирование рабочего колеса с анализом распределения скоростей

на лопатках и расчетом потерь в элементах. Расчет потерь производится в моделях квазитрехмерного невязкого и вязкого течения на основании расчета параметров пограничного слоя. На втором этапе, рассчитанные геометрические параметры интегрируются в параметризованную CFD-модель для проведения автоматической многокритериальной и многопараметрической оптимизации и окончательного CFD расчета. Результаты квазитрехмерного и CFD расчетов могут быть использованы для уточнения газодинамического расчета на первом этапе.

Таким образом, комплексный автоматизированный метод проектирования позволяет быстро определить оптимальную форму проточной части с требуемыми параметрами ступени и затем, с привлечением современных инженерных подходов и обеспечить достижение наилучших показателей энергоэффективности ступени.

Литература

1. Васин О. Е., Минигулов Р. М., Боднарук В. В., Ибрагимов Е. Р., Пашилкин Д. В., Ситас В. И. Кинематические схемы компрессоров хладагента установок по производству СПГ // Компрессорные технологии. 2019. № 1. С. 9–11.
2. Селезнев К. П., Галеркин Ю. Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982, 271 с.
3. Wu C. H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic, and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types. *Trans. ASME*, Nov. 1952. p. 1363–1380.
4. Сальников В. С. К расчету осесимметричного потока газа в турбомашине. В кн.: Лопаточные машины и струйные аппараты. М.: Машиностроение, 1972, с. 25–48.
5. Валландер С. В. О применении метода особенностей к расчету течений жидкости в радиально-осевых турбинах. // ДАН СССР. 1958. Т. 123. № 3. с. 413–416.
6. Раухман Б. С. Расчет обтекания несжимаемой жидкостью решеток профилей на осесимметричной поверхности тока в слое переменной толщины. // Известия АН СССР, МЖГ. 1971. № 1. с. 83–89.
7. Дорфман Л. А. Численные методы в газодинамике турбомашин. Л.: Энергия, 1974. 270 с.
8. Савин Б. Н. Исследование течений в проточной части центробежных компрессорных ступеней общепромышленного назначения с осерadiальными колесами и безлопаточными диффузорами: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1980. 16 с.
9. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В., Симонов А. М. Комплекс газодинамического проектирования и профилирования двухзвенной ступени центробежного компрессора с осерadiальным рабочим колесом // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 9 МНТК. Омск, Изд-во ОмГТУ, 2019. с. 116–117.
10. Симонов А. М. Исследование эффективности и оптимальное проектирование высоконапорных центробежных компрессорных ступеней. В кн.: Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. Ю. Б. Галеркина. СПб: СПбГПУ, 2010. С. 164–188.
11. Сидоров А. А., Симонов А. М. Агрегаты наддува ДВС. Расчет турбокомпрессора для наддува ДВС. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. 66 с.

References

1. Vasin O. E., Minigulov R. M., Bodnaruk V. V., Ibragimov E. R., Pashinkin D. V., Sitas V. I. Kinematic diagrams of refrigerant compressors for LNG production plants. *Compressor technologies*. 2019. No 1. p. 9–11. (in Russian)
2. Seleznev K. P., Galerkin Yu. B. Centrifugal compressor. Leningrad, Mechanical Engineering, 1982, 271. p. (in Russian)
3. Wu C. H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic, and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types. *Trans. ASME*, Nov. 1952. p. 1363–1380.
4. Sal'nikov V. S. To calculate the axisymmetric gas flow in turbomachines. In the book: Shovel machines and jet machines. Moscow, Mechanical Engineering, 1972, p. 25–48. (in Russian)
5. Vallander S. V. On the application of the singularity method to the calculation of fluid flows in radial-axial turbines. *DAN USSR*, 1958. vol. 123, No 3, p. 413–416. (in Russian)
6. Raikhman B. S. Calculation of incompressible fluid flow around profile lattices on an axisymmetric current surface in a layer of variable thickness. *Izvestiya AN SSSR, MZHG*, 1971. No 1. p. 83–89. (in Russian)
7. Dorfman L. A. Numerical methods in gas dynamics of turbomachines. Leningrad, Energia, 1974. 270 p. (in Russian)
8. Savin B. N. Investigation of the in-flow flows of centrifugal compressor stages for General industrial use with axial-radial wheels and blade-free diffusers: abstract PhD. Leningrad. 1980. 16 p. (in Russian)
9. Danilishin A. M., Kozhukhov Yu. V., Simonov A. M. Complex of gas-dynamic design and profiling of a two-stage centrifugal compressor with an axial impeller. *Technique and technology of petrochemical and oil and gas production: materials of the 9th International scientific and technical conference*. Omsk. p. 116–117. (in Russian)
10. Simonov A. M. Efficiency research and optimal design of high-pressure centrifugal compressor stages. In the book the Works of scientific school of St. Petersburg state Polytechnical University compressor. Under edition Yu. B. Galerkina. Saint-Petersburg. 2010. 670 p. (in Russian)
11. Sidorov A. A., Simonov A. M. The charging systems of internal combustion engines. Calculation of the turbocharger for supercharging the engine. Saint-Petersburg. 2015. 66 p. (in Russian)

12. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В. Разработка параметрической модели проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора. // Территория НЕФТЕГАЗ. 2019. № 1 (1-2). С. 12–18.
13. Danilishin A M, Kozhukov Y V, Yun V K. Multi-objective optimization for impeller shroud contour, the width of vane diffuser and the number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 08 / 2015; Vol. 90 (1). P. 012047. doi:10.1088/1757-899X/90/1/012046
14. Биба Ю. И. Повышение эффективности двухзвенных ступеней центробежного компрессора с осерадиальными рабочими колесами и безлопаточными диффузорами на основе расчетно-теоретического анализа вязкого потока: Автореф. дисс. канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1987. 16 с.
15. Aksenov A., Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Numerical simulation of gas-dynamic characteristics 3D semi-open impellers of two-stages of centrifugal compressors. AIP Conference Proceedings 2007, 030025 (2018). doi: 10.1063/1.5051886
16. Рахманина Л. А., Аксенов А. А. Исследование влияния неравномерного распределения абсолютной скорости потока на входе в осерадиальное рабочее колесо центробежного компрессора с применением методов численного моделирования в Ansys CFX. // Компрессорные технологии. 2019. № 2. С. 18–28.
17. Elfert M. M., Weber A. A., Wittrock D. D., Peters A. A., Voss C. C., Nicke E. E. Experimental and Numerical Verification of an Optimization of a Fast Rotating High-Performance Radial Compressor Impeller. ASME. // J. Turbomach. 2017;139 (10):101007-101007-9. doi:10.1115/1.4036357.
18. Javed A. A., Pecnik R. R., Van Buijtenen J. P. Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller for Robustness to Manufacturing Uncertainties. ASME. // J. Eng. Gas Turbines Power. 2016;138 (11):112101-112101-11. doi:10.1115/1.4033185.
12. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V. The Development of a Parametric Model of a Flowing Part with Impeller and Vaneless Diffuser of the Centrifugal Compressor Stage. *Oil and Gas Territory*. 2019. No 1 (1-2). p. 12–18. (in Russian)
13. Danilishin A M, Kozhukov Y V, Yun V K. Multi-objective optimization for impeller shroud contour, the width of vane diffuser and the number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 08/2015; Vol. 90 (1):012047. DOI:10.1088/1757-899X/90/1/012046
14. Biba Yu. I. Improving the efficiency of two-stage centrifugal compressor with axial-flow impellers and blade-free diffusers based on computational and theoretical analysis of the viscous flow: abstract PhD. Leningrad. 1987. 16 p. (in Russian)
15. Aksenov A., Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Numerical simulation of gas-dynamic characteristics 3D semi-open impellers of two-stages of centrifugal compressors. *AIP Conference Proceedings* 2007, 030025 (2018). doi: 10.1063/1.5051886
16. Rahmanina L. A., Aksenov A. A. Investigation of the influence of an uneven distribution of the absolute flow rate at the entrance to the axial impeller of a centrifugal compressor using numerical simulation methods in Ansys CFX. *Kompressornye tekhnologii*. 2019. No 2. p. 18–28. (in Russian)
17. Elfert MM, Weber AA, Wittrock DD, Peters AA, Voss CC, Nicke EE. Experimental and Numerical Verification of an Optimization of a Fast Rotating High-Performance Radial Compressor Impeller. ASME. *J. Turbomach*. 2017;139 (10):101007-101007-9. doi:10.1115/1.4036357.
18. Javed A. A., Pecnik R. R., Van Buijtenen J. P. Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller for Robustness to Manufacturing Uncertainties. ASME. *J. Eng. Gas Turbines Power*. 2016;138 (11):112101-112101-11. doi:10.1115/1.4033185.

Сведения об авторах

Данилишин Алексей Михайлович

Аспирант, ассистент высшей школы «Энергетическое машиностроение», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Россия, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, danilishin_am@mail.ru. SPIN-код: 1162–5118. Scopus Author ID: 56829617000. ORCID: 0000-0002-1213-7114. Web of Science Researcher ID: I-8113–2017

Кожухов Юрий Владимирович

К. т. н., доцент, доцент высшей школы «Энергетическое машиностроение», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Россия, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, kozhukhov_yv@mail.ru. SPIN-код: 5756–4994. Scopus Author ID: 56829504700. ORCID: 0000-0001-7679-9419. Web of Science Researcher ID: N-9066–2016

Симонов Анатолий Михайлович

Д. т. н., профессор, профессор высшей школы «Энергетическое машиностроение», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Россия, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, simonov-33@mail.ru, SPIN-код: 8138–8445. Scopus Author ID: 57203586660

Information about authors

Danilishin Aleksei M.

Graduate student, Assistant of Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia, danilishin_am@mail.ru. SPIN-код: 1162–5118. Scopus Author ID: 56829617000. ORCID: 0000-0002-1213-7114. Web of Science Researcher ID: I-8113–2017

Kozhukhov Yuri V.

PhD, Associate professor of Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia, kozhukhov_yv@mail.ru. SPIN-код: 5756–4994. Scopus Author ID: 56829504700. ORCID: 0000-0001-7679-9419. Web of Science Researcher ID: N-9066–2016

Simonov Anatoly M.

D. Sc, Professor of Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia, simonov-33@mail.ru, SPIN-код: 8138–8445. Scopus Author ID: 57203586660