

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-49-64

Оптимизация обратных направляющих аппаратов высокорасходных центробежных компрессорных ступеней CFD-методами*

Л.Н. Маренина, Ю.Б. Галеркин

Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Optimization of Return Channels of High Flow Centrifugal Compressor Stages by CFD-Methods

L.N. Marenina, Yu.B. Galerkin

Joint Institute of Science and Technology, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Расчеты, выполненные с помощью современных программ вычислительной газодинамики (CFD), помогают оптимизировать проточную часть центробежного компрессора. Рассчитанные CFD-методами характеристики неподвижных элементов проточной части считаются достаточно точными. Проведена оптимизация обратных направляющих аппаратов (ОНА) трех ступеней с большим коэффициентом расхода (0,15) и разными коэффициентами теоретического напора (0,45; 0,60; 0,70). Для оптимизации исследуемых аппаратов создана параметризованная модель их проточной части. Оптимизация проведена методом MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm) в программе Direct Optimization комплекса ANSYS. Цель оптимизации заключалась в достижении минимального коэффициента потерь в расчетной точке. Варьируемыми параметрами являлись число и входной угол лопаток, их высота на входе, внешний и внутренний радиусы кривизны поворотного колена. Для ОНА с минимальным коэффициентом потерь рассчитаны зависимости этого параметра от коэффициента расхода. Сравнение с характеристикой исходного варианта показало, что оптимизированные ОНА более эффективны во всем диапазоне коэффициента расхода. Оптимизация ОНА позволила уменьшить коэффициент потерь на 20 %.

Ключевые слова: CFD-оптимизация, обратный направляющий аппарат, поворотное колено, коэффициент потерь, центробежный компрессор

Calculations performed with modern computer fluid dynamics (CFD) programs aid in optimizing the flow path of a centrifugal compressor. The characteristics of the stator elements of the flow path, calculated by CFD methods, are considered to be quite accurate. Optimization of three return channels of stages with a large flow rate (0.15) and different loading factors (0.45; 0.60; 0.70) has been carried out. For optimizing return channels a parameterized

* Исследование выполнено в рамках гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165) с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

model was created. Optimization was performed with MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm) optimization method in the Direct Optimization program of the ANSYS software package. The optimization goal was to achieve the minimum loss coefficient at the design point. In the optimization process, the following parameters were varied: the number of and the inlet angle of the vanes, the height of the vanes at the inlet, external and internal radii of curvature of the U-bend. For the return channel with a minimum loss coefficient, the dependences of this parameter on the flow coefficient were calculated. Comparison with the characteristics of the initial variant showed that the optimized return channels are more efficient over the entire flow range. Optimization allowed reducing the loss coefficient by 20 %.

Keywords: CFD-optimization, return channel, U-bend, loss coefficient, centrifugal compressor

Комплекс компьютерных программ для газодинамического проектирования и расчета характеристик промышленных центробежных компрессоров, получивший название Метода универсального моделирования, разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университете в 1990-е годы, по-прежнему находит активное применение. Конечным потребителям поставлено более 400 компрессоров с единичной мощностью до 25 000 кВт и общей мощностью примерно 5,5 млн кВт [1, 2]. Комплекс компьютерных программ основан на алгебраических моделях коэффициента напора и коэффициента полезного действия (КПД) [3, 4]. Модели идентифицируются по результатам экспериментальных и расчетных исследований и постоянно совершенствуются по мере накопления данных.

Первый этап проектирования — первичный проект. В работах [5–8] для приближения первичного проекта к оптимальному решению методами математического моделирования CFD (Computational Fluid Dynamics) и Q3D (Quasi-three-dimensional) выполнены исследования рабочих колес (РК) и безлопаточных диффузоров (БЛД). Конечной целью авторов этих работ являлось систематическое CFD-исследование обратных направляющих аппаратов (ОНА) с целью формирования приемов первичного проектирования ОНА для ступеней с разными параметрами. Некоторые шаги в этом направлении предприняты в работах [9, 10].

Объект и цель исследования. В современной версии Метода универсального моделирования первичное проектирование ОНА осуществляется на основании рекомендаций отечественных классических монографий [11–15]. Также учтены результаты изысканий из зарубежных публикаций [16, 17], исследования Проблемной

лаборатории компрессоростроения ЛПИ [15] и опыт проектирования Методом универсального моделирования [18, 19].

Цель работы — исследовать, оптимизировать и сформулировать новые приемы первичного проектирования ОНА высокорасходных ступеней.

Основные размеры ОНА, определяемые при первичном проектировании, показаны на рис. 1.

Особенности формы проточной части ОНА по Методу универсального моделирования и размеры, подлежащие оптимизации приведены далее. Расчетный режим для ступени определяет расчетный режим для ОНА — угол потока на входе $\alpha_{4\text{расч}}$. При его заданном значении следует минимизировать коэффициент потерь.

К формам и размерам ОНА в меридиональной плоскости относятся (см. рис. 1, а):

- меридиональная форма ОНА, образованная дугами окружности и прямыми; по мнению авторов, другие формы не могут дать существенных преимуществ перед меридиональной, поэтому их не надо исследовать;

- диаметры на выходе из ОНА \bar{D}_0' , $\bar{D}_{\text{вг}}'$ (знак черты над параметрами означает, что они отнесены к диаметру выхода из РК D_2), определяемые размерами РК следующей ступени; они не подлежат оптимизации; здесь и далее цифры в нижних индексах параметров соответствуют сечениям, показанным на рис. 1, а;

- радиусы \bar{R}_{s6} , \bar{R}_{n6} , диаметр \bar{D}_6 и высота лопатки \bar{b}_6 ; проверенные практикой проектирования рекомендации по выбору этих параметров содержатся в монографии [15]; по мнению авторов, рекомендуемые там размеры близки к оптимальным;

- высота лопаток \bar{b}_5 — самый важный параметр оптимизации ОНА меридиональной формы; при заданном угле потока на входе в ОНА $\alpha_{4\text{расч}}$ и ширине БЛД $\bar{b}_4 = b_4 / b_2$ (b_2 — высота

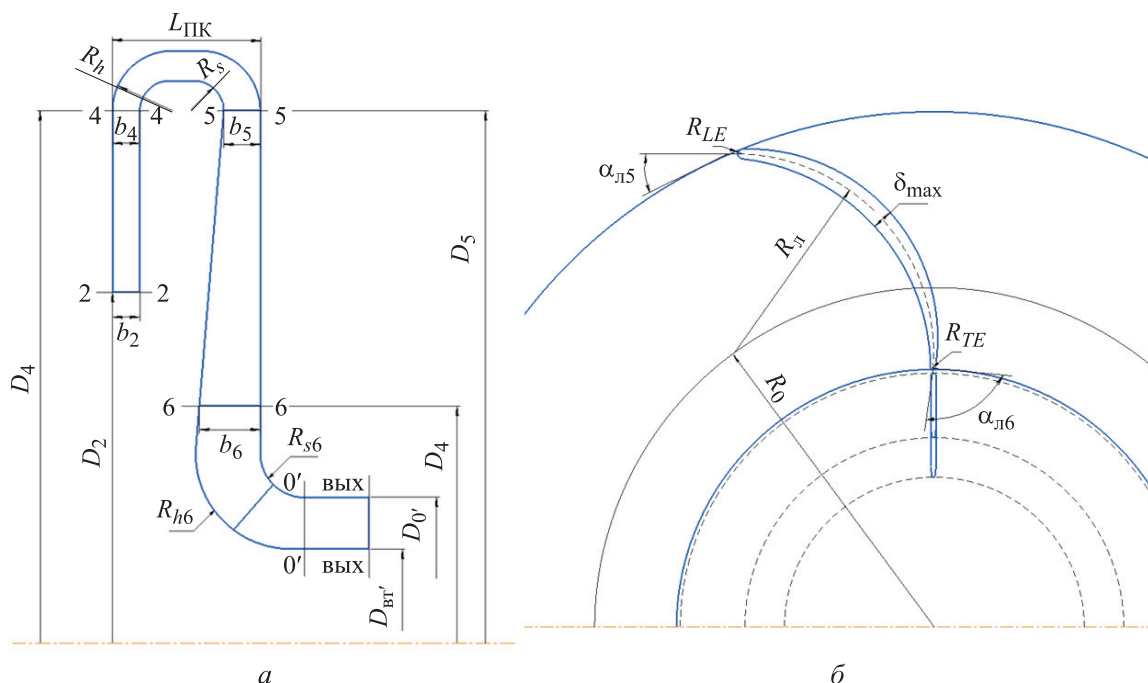


Рис. 1. Схемы ОНА с размерами, определяемыми при первичном проектировании Методом универсального моделирования, в меридиональной (а) и радиальной (б) плоскостях

лопатки на выходе из РК) величина \bar{b}_5 определяет входной угол ОНА, а отношение \bar{b}_5 / \bar{b}_4 — условия течения потока в поворотном колене (ПК);

- осевой размер $\bar{L}_{ПК}$ определяет потери трения в ПК и местные градиенты скоростей при повороте потока на 180° и в оптимизации не нуждается;

- радиусы \bar{R}_s , \bar{R}_n также влияют на потери трения в ПК и местные градиенты скоростей при повороте потока на 180° и подлежат оптимизации.

К размерам ОНА в радиальной плоскости (см. рис. 1, б) относятся:

- входной угол лопаток $\alpha_{л5}$; он подлежит оптимизации для обеспечения благоприятного обтекания в расчетном режиме;

- выходной угол лопаток $\alpha_{л6}$ должен обеспечивать угол выхода потока из ОНА $\alpha_{0'} = 90^\circ$ в расчетном режиме, и его величина должна быть найдена;

- число лопаток z следует оптимизировать для минимизации суммы потерь трения и вихревых потерь;

- формы профиля и средней линии могут быть оптимизированы для минимизации коэффициента потерь.

Для разработки рекомендаций по первичному моделированию конкретизирована задача оптимизации формы лопаток:

- объектом исследования и оптимизации выбраны цилиндрические (непространственные) лопатки; поиск оптимальной пространственной формы лопаток считается задачей следующего этапа проектирования;

- отдельные эксперименты и CFD-расчеты показали хорошие условия обтекания лопаток со средней линией в виде дуги окружности; при первичном проектировании принята такая средняя линия;

- в работе [20] выдвинута идея сделать профиль лопатки ОНА в виде конформно преобразованного крылового профиля; эксперименты Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ показали, что по эффективности им не уступают более простые двухдуговые профили (как на рис. 1); двухдуговые профили используются при первичном проектировании и не оптимизируются; параметрами формы двухдугового профиля являются максимальная толщина $\bar{\delta}_{max}$, радиусы скругления входной \bar{R}_{LE} и выходной \bar{R}_{TE} кромок.

В данной работе приведены результаты оптимизации ОНА трех высокорасходных ступеней с расчетным коэффициентом расхода $\Phi_{расч} = 0,15$. Для таких ступеней при формировании рекомендаций первичного проектирования не было достаточных данных, поэтому оптимизация может дать более значимый результат.

Состояние вопроса. В последние 5–10 лет применению CFD-расчетов для исследования и оптимизации ОНА уделяется внимание в Европе, США, Японии и Китае. В трудах [21–24] CFD-расчеты проверены экспериментами. В публикациях [10, 25–28] показана некорректность CFD-моделирования характеристик центробежных ступеней (несоответствие коэффициентов напора до 12 % и большое несоответствие оптимального и критического коэффициентов расхода). Публикации [21–24] показали, что CFD-моделирование неподвижных элементов ступени вполне корректно.

В работе [24] показано, что CFD-оптимизацией ОНА можно повысить КПД двухступенчатого компрессора с одним ОНА на 0,7 % (этот результат подтвержден экспериментально). По организации оптимизационного процесса авторы работы [24] близки к цели, преследуемой авторами данной статьи. В работе [24] один ОНА оптимизирован по многим параметрам вместе с БЛД.

Труды [29, 30] посвящены ОНА с «интегральными» лопатками, выдвинутыми из ОНА в ПК и БЛД. Эти конструкции были оптимизированы, но сделать их характеристики лучше, чем у традиционных ОНА, не удалось.

Новейшие публикации показывают рост внимания к эффективности ОНА. Сравнительно новый инструмент — CFD-оптимизация — позволил вернуться к поиску более совершенных проточных частей. Фирмы-производители и университеты сочли целесообразным пойти на большие затраты, построив экспериментальные установки и проведя исследования, подтвердившие эффективность CFD-оптимизации.

Однако в известных публикациях не ставилась задача оптимизации большого количества ОНА для ступеней в практически значимом диапазоне параметров проектирования.

Исходные варианты ОНА. Рассмотрим результаты моделирования ОНА трех ступеней с расчетными коэффициентами расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$ и теоретического напора $\psi_{\text{т.расч}} = 0,45, 0,60, 0,70$ по алгоритму первичного проектирования [8, 31] и их оптимизированных вариантов.

Первичный проект выполнен по программе ППЦК-Г8Р для вариантного расчета и первичного проектирования (рис. 2).

В Методе универсального моделирования форму проточной части ступени определяют коэффициенты $\Phi_{\text{расч}}$ и $\psi_{\text{т.расч}}$. Главное конструктивное ограничение — втулочное отношение $\bar{D}_{\text{вт}}$. Программа вариантного расчета оценивает КПД ступеней η по упрощенной модели [32], модернизированной авторами работ [33–42]. С помощью нескольких алгебраических уравнений решают уравнение $\eta = f(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{т.расч}}, \bar{D}_{\text{вт}}, M_u)$, где M_u — условное число Маха.

Для определения исходных размеров ОНА проведен расчет некоего условного воздушного компрессора, для первой ступени которого задавались коэффициенты $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$ и $\psi_{\text{т.расч}} = 0,45, 0,60$ и $0,70$. Программа рассчитывала размеры проточной части и представляла их в табличном и графическом видах.

Размеры неподвижных элементов ступеней с указанными коэффициентами, рассчитанные по методике первичного проектирования [6, 37], приведены в таблице, где $\Phi_{\text{кр}}$ — коэффи-

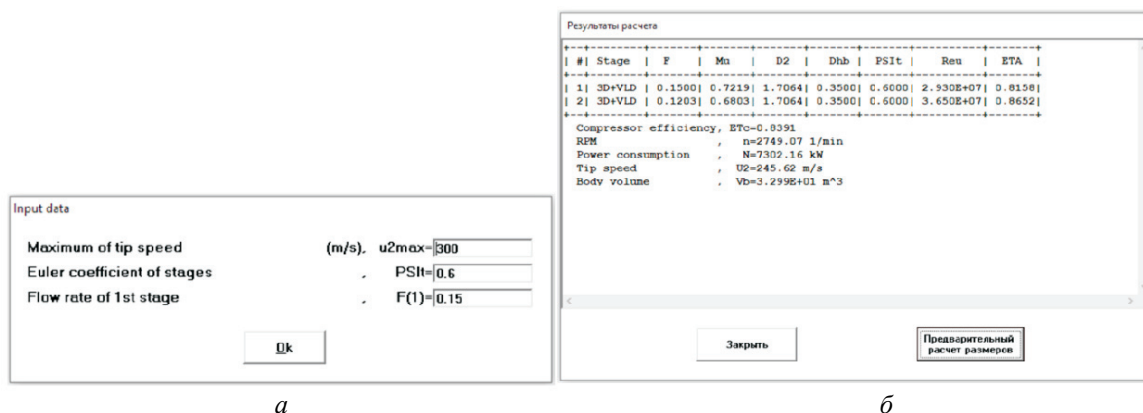


Рис. 2. Окна программы ППЦК-Г8Р для вариантного расчета и первичного проектирования центробежного компрессора:

- a* — заданные пользователем параметры проектирования первой ступени;
б — основные параметры выбранного варианта компрессора

Размеры неподвижных элементов ступеней при коэффициенте расхода $\Phi_{расч} = 0,15$ и различных значениях коэффициента теоретического напора $\Psi_{т.расч}$, рассчитанные по первичному проекту

$\Psi_{т.расч}$	\bar{b}_4	\bar{b}_5/\bar{b}_4	\bar{b}_6/\bar{b}_5	$\bar{D}_4 = \bar{D}_5$	$\Phi_{кр}$
0,45	0,791	1,226	1,356	1,95	0,064
0,60	0,879	1,226	1,220	1,95	0,086
0,70	0,904	1,226	1,179	1,95	0,099

коэффициент расхода, при котором достигается максимальное отношение давлений. В инженерных расчетах этот коэффициент расхода принято считать границей помпажа [36].

Методика CFD-расчетов и оптимизации. Методика постановки CFD-расчетов приведена в работах [38, 39]. Для правильной постановки задачи оптимизации необходимо создать параметризованную модель проточной части и определить общие для всех расчетов границы и форму расчетной области, размеры расчетной сетки, выбрать подходящую модель турбулентности и задать граничные условия.

Объектом исследования являлся ОНА центробежной компрессорной ступени промежуточного типа, состоящий из ПК и лопаточного аппарата. В расчетную область также включен БД, выполняющий роль входного участка, необходимого для проведения CFD-расчетов. Один из основных принципов мате-

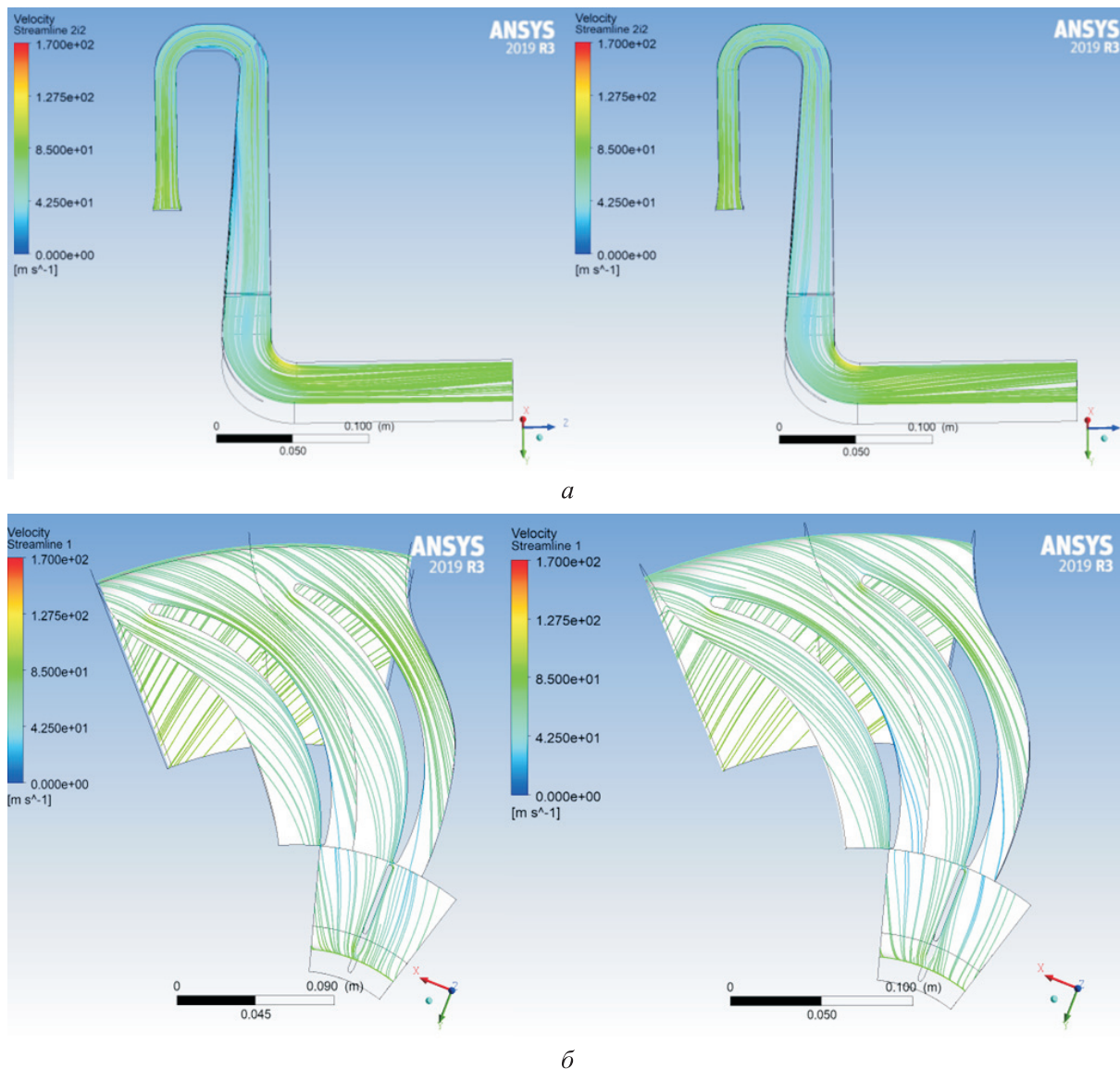


Рис. 3. Структура течения потока на средней по высоте лопатки линии тока с вязкими (слева) и невязкими (справа) стенками БД в меридиональной (а) и радиальной (б) плоскостях

математического моделирования — суммирование потерь, рассчитанных в отдельных элементах ступени.

Математическая модель БЛД создана автором работы [40] и включена в программы Метода универсального моделирования [7, 41]. Чтобы вторично не рассчитывать потери напора в БЛД, при задании граничных условий на стенках БЛД установили значение free slip, соответствующее невязким стенкам. Результаты сравнения структур течения потока с граничными условиями для стенок БЛД free slip (невязких) и no slip (вязких) на примере ступени с коэффициентом расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,028$ приведены на рис. 3.

Как видно из рис. 3, принципиальных отличий в структурах течения потока нет. У ОНА с вязкими стенками в меридиональной плоскости видна небольшая зона низких скоростей потока на втулке. При невязких стенках БЛД течение потока чуть более упорядоченное. Направление потока на этом участке остается постоянной величиной, а значит, на входе в расчетную область (см. рис. 1, а, сечение 2–2) необходимо задавать значение угла потока, равное соответствующему значению на входе в ПК (сечение 4–4). Для расчетного режима это значение берется из предварительного расчета по программе первичного проектирования.

По результатам вычислений в работах [38, 39] выбрана следующая методика:

- в сеточном генераторе TurboGrid строились расчетные сетки отдельно для основной и спрямляющей лопаток; общее количество элементов полученной области составляло 398 000;
- в программе CFX-Pre расчетные сетки объединялись в одну область, состоящую из двух основных лопаток ОНА и одной спрямляющей лопатки;
- значения величины первого пристеночного элемента $y^+ < 20$ задавались в соответствии с требованиями корректного моделирования пограничного слоя с использованием модели турбулентности SST (Shear Stress Transport);
- на входе задавались полное давление p_2^* , полная температура T_2^* и направление потока α_2 ;
- на выходе задавался массовый расход \dot{m} .

В программе Direct Optimization в качестве целевой функции для проведения оптимизации задавалась формула для расчета коэффициента потерь

$$\zeta_{4-0'} = \frac{p_4^* - p_{0'}^*}{0,5(\rho_4 + \rho_{0'})c_4^2},$$

где p_4^* и $p_{0'}^*$ — полное давление на входе в ПК и выходе из расчетной области; ρ_4 и $\rho_{0'}$ — плотность газа на входе в ПК и выходе из расчетной области; c_4 — скорость на входе в ПК.

Программа Direct Optimization позволяет выбрать метод оптимизации, который зависит от количества целей, поставленных ограничений и желаемого количества расчетных точек. Для оптимизации использован метод MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm).

Определение характеристик ОНА ступени с расчетными коэффициентами расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$ и теоретического напора $\Psi_{\text{т.расч}} = 0,45$. У варианта ОНА по первичному проекту угол выхода потока в расчетном режиме $\alpha_{0'\text{расч}}$ составляет $88,7^\circ$ (в идеале 90°) и мало меняется в пределах характеристики. В этом отношении первичный проект можно считать удовлетворительным. В данном случае минимальное значение коэффициента потерь ОНА по первичному проекту (исходного ОНА) не соответствует расчетному режиму. Формулы первичного проектирования следует откорректировать в сторону увеличения проходного сечения.

Первым из трех выбранных исследований ОНА данной ступени, и он подвергся наиболее подробному анализу. Зависимость относительного коэффициента потерь $\zeta_{\text{расч}}/\zeta_{\text{расч.исх}}$ и нагрузки лопаток в расчетном режиме $\Delta\tilde{c}_{\text{ав расч}}$ от относительного числа лопаток $z/z_{\text{исх}}$ для ис-

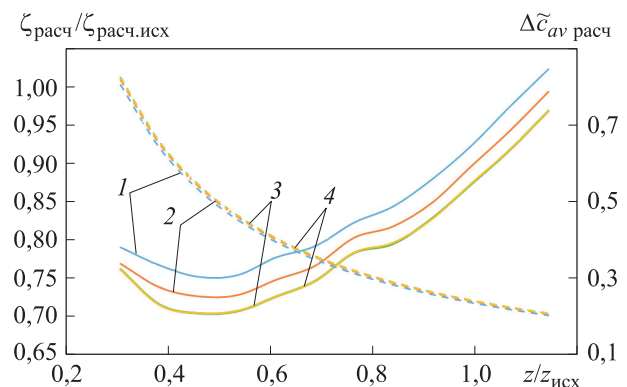


Рис. 4. Зависимость относительного коэффициента потерь $\zeta_{\text{расч}}/\zeta_{\text{расч.исх}}$ (сплошные линии) и нагрузки лопаток в расчетном режиме $\Delta\tilde{c}_{\text{ав расч}}$ (штриховые линии) исходного ОНА (1) и оптимизированных ОНА с относительной высотой лопаток на входе $b_5/b_{5\text{исх}} = 1,10$ (2), $1,20$ (3) и $1,35$ (4) от относительного числа лопаток $z/z_{\text{исх}}$

ходного ОНА и оптимизированных ОНА с разной относительной высотой лопаток на входе $b_5/b_{5исх}$ приведена на рис. 4. Здесь введены следующие обозначения: $\zeta_{расч}$ и $\zeta_{расч.исх}$ — коэффициенты потерь ОНА в расчетном режиме оптимизированного варианта ОНА и ОНА по первичному проекту; $z_{исх}$ и $b_{5исх}$ — число лопаток и их высота на входе по первичному проекту.

Для всех комбинаций входного угла $\alpha_{л5}$ и числа z лопаток минимальный коэффициент потерь ОНА получен при относительной высоте лопаток на входе $b_5/b_{5исх} = 1,20$ и $1,35$. Для дальнейшего анализа принят вариант с оптимальной высотой лопаток на входе $\bar{b}_{5опт} = 1,20\bar{b}_{5исх}$.

Неожиданно малым оказалось число лопаток, соответствующее минимуму коэффициента потерь ОНА. Число лопаток не является универсальной величиной. Более универсальный критерий — безразмерная нагрузка лопаток, представляющая собой среднюю по длине лопатки разность скоростей потока на поверхностях давления и разрежения, отнесенную к скорости потока на входе в решетку. Безразмерная нагрузка лопаток определяется по формуле, вытекающей из теоремы об изменении момента количества движения [15]:

$$\Delta\tilde{\zeta}_{ав} \approx \frac{2\pi}{z} \frac{8 \sin \alpha_5 \cos \alpha_5}{\left(1 + \frac{b_6}{b_5}\right) \left[1 - \left(\frac{D_6}{D_5}\right)^2\right] \left(1 + \frac{b_5}{b_6} \frac{D_5}{D_6} \sin \alpha_5\right)}$$

Наименьшие потери наблюдаются при относительном числе лопаток $z/z_{исх} = 0,46$. Минимальный коэффициент потерь уменьшился на 21,2 %. При редкой лопаточной решетке есть опасение, что на входе в следующую ступень структура потока может оказаться неудовлетворительной.

При номинальном числе лопаток угол выхода потока меньше 90° на $1...2^\circ$, что приемлемо согласно опыту проектирования. У более редких решеток угол отставания немного больше, но укладывается в допустимые пределы. Расчеты показали, что установка спрямляющих лопаток после каждой из них мало помогает, но неожиданно сильно увеличивает коэффициент потерь.

На рис. 5 приведена зависимость угла выхода потока $\alpha_{0'}$ из исходного ОНА и оптимизированных ОНА с относительным числом лопаток $z/z_{исх} = 0,54, 0,62, 0,69, 0,77$ и $0,85$ при ис-

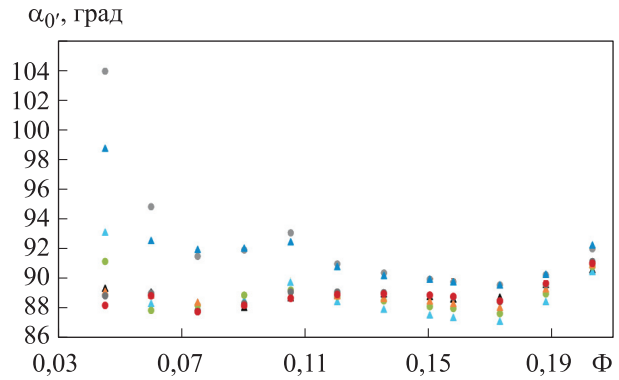


Рис. 5. Зависимость угла выхода потока $\alpha_{0'}$ из исходного ОНА (▲) и оптимизированных ОНА при исходном выходном угле лопаток $\alpha_{л6}$ с их относительным числом $z/z_{исх} = 0,54$ (▲), $0,62$ (●), $0,69$ (▲), $0,77$ (●), $0,85$ (●) и при увеличенном угле лопаток $\alpha_{л6}$ с $z/z_{исх} = 0,46$ (●) и $0,62$ (▲) от коэффициента расхода Φ

ходном выходном угле лопаток $\alpha_{л6}$ от коэффициента расхода.

Там же показана зависимость $\alpha_{0'} = f(\Phi)$ при относительном числе лопаток $z/z_{исх} = 0,46$ и $0,54$ и увеличенном выходном угле лопаток $\alpha_{л6}$. У этих двух вариантов при коэффициенте расхода $\Phi_{расч} = 0,15$ угол отставания равен нулю, но при уменьшении коэффициента расхода поток приобретает отрицательную закрутку. Это дополнительно увеличивает угол атаки на входе в РК следующей ступени, что нежелательно.

По мнению авторов, рекомендуемое первичным проектированием значение $\alpha_{л6}$ приемлемо. Вопрос о числе лопаток следует решить с учетом работы ОНА при малых значениях коэффициента расхода. Как видно из рис. 5, у ОНА с малым числом лопаток зависимость $\alpha_{0'} = f(\Phi)$ теряет плавный характер при коэффициенте расхода $\Phi \leq 0,12$. Это указывает на развитие срыва потока при значении коэффициента расхода, далеко от границы помпажа, что нежелательно.

На рис. 6 показана зависимость коэффициента потерь $\zeta_{4-0'}$ исходного ОНА и оптимизированных ОНА с разным относительным числом лопаток $z/z_{исх}$ от коэффициента расхода Φ .

При малом числе лопаток коэффициент потерь оптимизированных ОНА сильно увеличивается для коэффициента расхода $\Phi < 0,105$. Несмотря на преимущество ОНА с малым числом лопаток в расчетном режиме, их нельзя рекомендовать к практическому использованию. По мнению авторов, приемлемый компромисс — ОНА с $z/z_{исх} = 0,69$. В расчетном режиме его

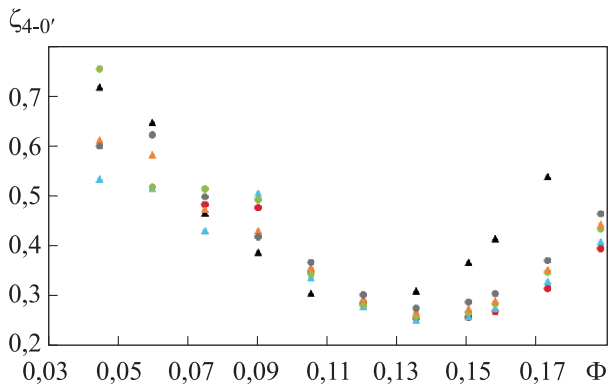


Рис. 6. Зависимость коэффициента потерь $\zeta_{4-0'}$ исходного ОНА (\blacktriangle) и оптимизированных ОНА с относительным числом лопаток $z/z_{исх} = 0,46$ (\bullet), $0,54$ (\blacktriangle), $0,62$ (\bullet), $0,69$ (\blacktriangle) и $0,77$ (\bullet) от коэффициента расхода Φ

коэффициент потерь меньше на 25,3 %, чем у исходного ОНА. Основной положительный эффект достигнут за счет согласования размеров на входе с расчетным коэффициентом расхода. У этого варианта средняя нагрузка лопаток в расчетном режиме $\Delta \tilde{c}_{аврасч} = 0,325$.

Оптимизация ПК ступени с относительным числом лопаток $z/z_{исх} = 0,69$. В качестве рекомендуемого к первичному проектированию выбран вариант ОНА ступени с $\Phi_{расч} = 0,15$, $\psi_{т,расч} = 0,45$ и $z/z_{исх} = 0,69$. Его ПК оптимизировано по радиусам R_s и R_h (см. рис. 1, а). Внутренний контур ПК описывается радиусом R_s , наружный — одним радиусом R_h или двумя меньшими радиусами с прямым промежутком между ними. Зависимости относительного коэффициента потерь ОНА $\zeta_{расч}/\zeta_{расч,исх}$ от внутреннего $R_s/R_{s,исх}$ и внешнего $R_h/R_{h,исх}$ относительных радиусов кривизны ПК показана на рис. 7, где $R_{s,исх}$ и $R_{h,исх}$ — внутренний и внешний радиусы кривизны ПК по первичному проекту.

С учетом естественного разброса точек при итерационном процессе расчета можно считать, что значения радиусов кривизны по первичному проекту $R_{s,исх}$ и $R_{h,исх}$ лежат в оптимальной зоне. В диапазоне $\zeta_{расч} = (0,90 \dots 1,15)\zeta_{расч,исх}$ коэффициент потерь меняется только за счет погрешности расчета.

Формально наименьший коэффициент потерь наблюдается у варианта ПК с $R_s/R_{s,исх} = 1,034$ и $R_h/R_{h,исх} = 1,108$. В результате оптимизации ПК коэффициент потерь ОНА уменьшен на 0,66 %. На рис. 8 сопоставлены контуры ПК до и после оптимизации.

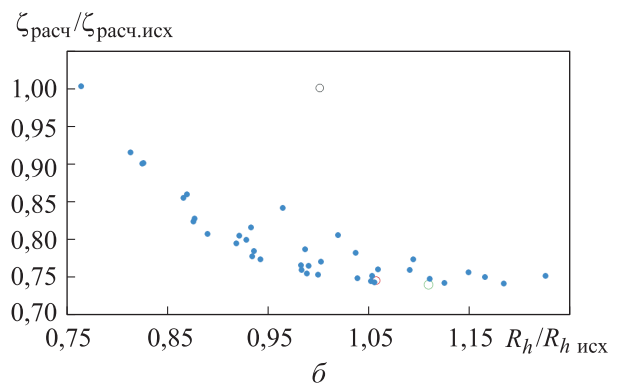
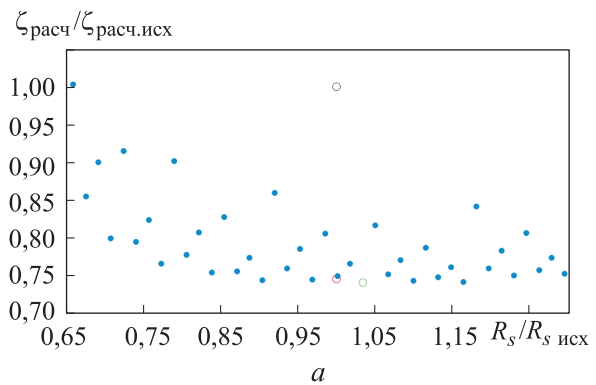


Рис. 7. Зависимости относительного коэффициента потерь $\zeta_{расч}/\zeta_{расч,исх}$ различных ОНА от внутреннего $R_s/R_{s,исх}$ (а) и внешнего $R_h/R_{h,исх}$ (б) относительных радиусов кривизны ПК:
 \bullet — оптимизированных ОНА с разными относительными радиусами кривизны; \circ — исходного ОНА;
 \bullet — оптимального ОНА; \circ — ОНА с оптимальным ПК

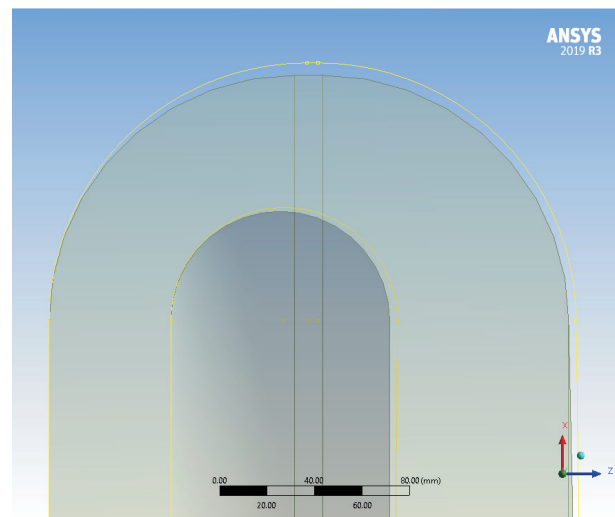


Рис. 8. Модель контуров ПК до (—) и после (—) оптимизации

Оптимизированный вариант увеличивает радиальные и осевые размеры проточной части, что нежелательно. С учетом разброса точек на рис. 7 нельзя признать доказанным преимущество оптимизированного ПК. Авторы полагают,

что правила выбора размеров ПК в первичном проекте не требуют корректировки. Для ступени с расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,60$ и $0,70$ размеры ПК следует выбирать по первичному проекту.

Определение характеристик ОНА ступени с расчетными коэффициентами расхода $\Phi_{расч} = 0,15$ и теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,60$. При первичном проектировании учитывается, что чем больше коэффициент теоретического напора $\psi_{т.расч}$, тем ближе граница помпажа к расчетному режиму. Поэтому угол потока на границе помпажа больше, чем у низконапорной ступени. Соответственно, ширина БЛД больше, а угол $\alpha_{4расч}$ — меньше.

В этом заключается различие ОНА ступеней с разными коэффициентами теоретического напора. Несмотря на отличие в ширине БЛД и расчетном угле потока $\alpha_{4расч}$, результаты оптимизации ОНА ступени с коэффициентом теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,60$ качественно близки к ОНА ступени с $\psi_{т.расч} = 0,45$. Минимальное значение коэффициента потерь также наблюдалось при большей ширине ОНА по отношению к ширине по первичному проекту, т. е. при максимально возможной высоте лопаток $b_5 = b_6$.

На рис. 9 приведена зависимость относительного коэффициента потерь $\zeta_{расч}/\zeta_{расч.исх}$ и нагрузки лопаток в расчетном режиме $\Delta\tilde{c}_{ав расч}$ оптимизированных ОНА с разной относительной высотой лопаток на входе $b_5/b_{5исх}$ от их относительного числа $z/z_{исх}$.

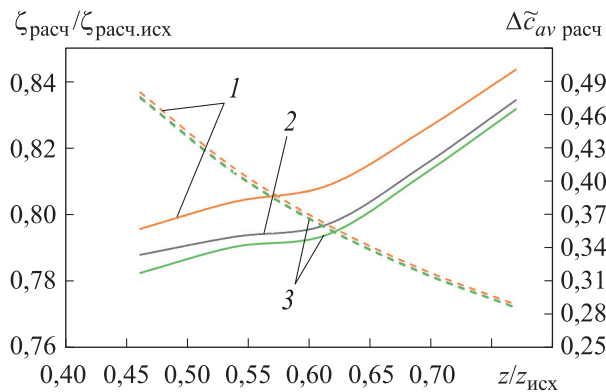


Рис. 9. Зависимость относительного коэффициента потерь $\zeta_{расч}/\zeta_{расч.исх}$ (сплошные линии) и нагрузки лопаток в расчетном режиме $\Delta\tilde{c}_{ав расч}$ (штриховые линии) оптимизированных ОНА с относительной высотой лопаток на входе $b_5/b_{5исх} = 1,15$ (1), $1,20$ (2), $1,22$ (3) от их относительного числа $z/z_{исх}$

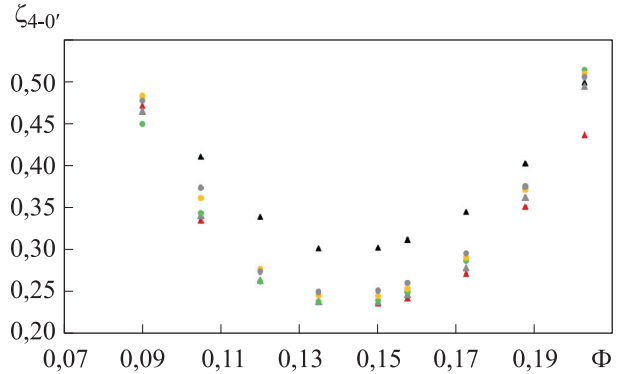


Рис. 10. Зависимость коэффициента потерь $\zeta_{4-0'}$ исходного ОНА (\blacktriangle) и оптимизированных ОНА с относительным числом лопаток $z/z_{исх} = 0,46$ (\blacktriangle), $0,54$ (\triangle), $0,62$ (\bullet), $0,69$ (\bullet) и $0,77$ (\bullet) от коэффициента расхода Φ при оптимальном отношении $b_5/b_6 = 1$

На рис. 10 показана зависимость коэффициента потерь $\zeta_{4-0'}$ исходного ОНА и оптимизированных ОНА с разным относительным числом лопаток $z/z_{исх}$ от коэффициента расхода Φ при оптимальном отношении $b_5/b_6 = 1$.

В отличие от ступени с расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,45$, первичное проектирование обеспечило минимум потерь в расчетном режиме. Тем не менее благодаря оптимизации минимальный коэффициент потерь существенно уменьшен. В отличие от ОНА низконапорной ступени с уменьшенным числом лопаток, оптимизированный вариант ОНА имеет плавные характеристики во всем диапазоне коэффициента расхода.

Определение характеристик ОНА ступени с расчетными коэффициентами расхода $\Phi_{расч} = 0,15$ и теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,70$. У этой ступени с большим коэффициентом теоретического напора ширина БЛД еще больше, а угол $\alpha_{4расч}$ еще меньше, чем у предыдущей. В этом отличие ОНА ступеней с разными коэффициентами напора. Но качественно результаты расчетов совпадают с таковыми для предыдущей ступени. Минимальный коэффициент потерь получен при максимально возможной высоте лопаток $b_5 = b_6$.

На рис. 11 приведена зависимость относительного коэффициента потерь $\zeta_{расч}/\zeta_{расч.исх}$ оптимизированных ОНА и средней нагрузки в расчетном режиме $\Delta\tilde{c}_{ав расч}$ от относительного числа лопаток $z/z_{исх}$ при их разной относительной высоте на входе $b_5/b_{5исх}$.

На рис. 12 показана зависимость коэффициента потерь $\zeta_{4-0'}$ исходного ОНА и оптимизи-

рованных ОНА с разным относительным числом лопаток $z/z_{исх}$ от коэффициента расхода Φ при оптимальной высоте лопаток на входе $b_5 = b_6$.

Как и у ступени с $\psi_{т.расч} = 0,60$ первичное проектирование примерно обеспечило минимум потерь в расчетном режиме. Тем не менее благодаря оптимизации (главным образом, за счет увеличения отношения b_5/b_6) минимальный коэффициент потерь существенно снижен.

В отличие от ОНА низконапорной ступени с уменьшенным числом лопаток, оптимизированные варианты ОНА имеют плавные характеристики во всем диапазоне коэффициента расхода. Следует лишь учесть, что у высоконапорной ступени диапазон коэффициента расхода в сторону $\Phi < \Phi_{расч}$ значительно уже.

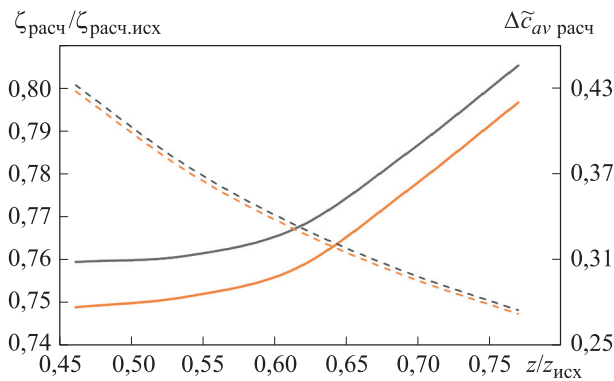


Рис. 11. Зависимость относительного коэффициента потерь оптимизированных ОНА $\zeta_{расч}/\zeta_{расч.исх}$ (сплошные линии) и средней нагрузки в расчетном режиме $\Delta\tilde{c}_{ав.расч}$ (штриховые линии) от относительного числа лопаток $z/z_{исх}$ при относительной высоте на входе $b_5/b_{5исх} = 1,12$ (1), 1,18 (2)

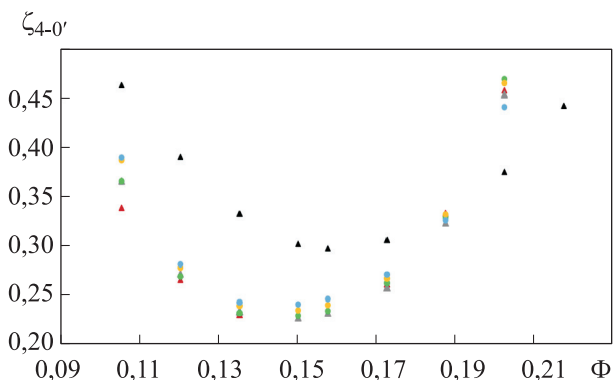


Рис. 12. Зависимость коэффициента потерь $\zeta_{4-0'}$ исходного ОНА (\blacktriangle) и оптимизированных ОНА с относительным числом лопаток $z/z_{исх} = 0,46$ (\blacktriangle), 0,54 (\triangle), 0,62 (\bullet), 0,69 (\circ) и 0,77 (\bullet) от коэффициента расхода Φ при оптимальной высоте лопаток на входе $b_5 = b_6$

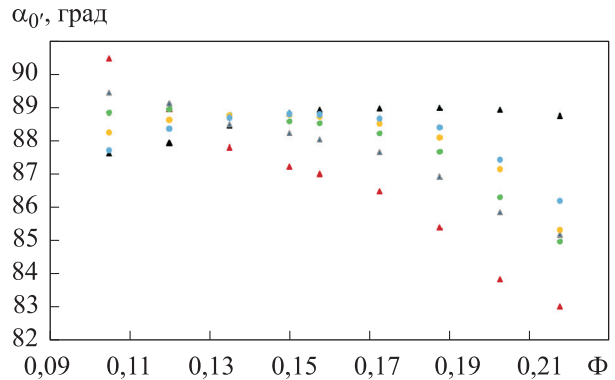


Рис. 13. Зависимость угла выхода потока $\alpha_{0'}$ из исходного ОНА (\blacktriangle) и оптимизированных ОНА с относительным числом лопаток $z/z_{исх} = 0,46$ (\blacktriangle), 0,54 (\triangle), 0,62 (\bullet), 0,69 (\circ) и 0,77 (\bullet) от коэффициента расхода Φ

Зависимость угла выхода потока $\alpha_{0'}$ из исходного ОНА и оптимизированных ОНА, характеристики которых приведены на рис. 12, от коэффициента расхода Φ показана на рис. 13.

У исходного варианта ОНА угол выхода потока составляет $88...89^\circ$ во всем диапазоне рабочей характеристики, у оптимального по коэффициенту потерь варианта ОНА с $z/z_{исх} = 0,46$ угол выхода потока в этом диапазоне неудовлетворителен. Приемлемый компромисс — ОНА с $z/z_{исх} = 0,69$ и средней нагрузкой $\Delta\tilde{c}_{ав.расч} = 0,307$. Рекомендуемое число лопаток такое же, как у ОНА ступеней с коэффициентами теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,45$ и $\psi_{т.расч} = 0,60$.

Сравнение характеристик ОНА ступеней с разными коэффициентами напора. На рис. 14 показаны характеристики коэффициентов потерь ОНА по первичному проекту и после оптимизации и углы выхода потока из этих ступеней. Коэффициенты потерь нормализованы по отношению к величине ОНА ступени с $\psi_{т.расч} = 0,45$: $\zeta_{4-0'}/\zeta_{расч.исх45}$.

Сравнение результатов первичного проектирования и оптимизации ОНА показало следующее. С ростом коэффициента теоретического напора $\psi_{т.расч}$ увеличивается ширина БЛД на выходе и уменьшается угол потока на входе в ОНА. Характеристики ОНА по первичному проекту смещаются вправо. При $\psi_{т.расч} = 0,45$ характеристики ОНА не соответствуют расчетному режиму, при $\psi_{т.расч} = 0,60$ и 0,70 это несоответствие незначительное.

Оптимальное число лопаток для всех трех оптимизированных ОНА на 30 % меньше, чем у

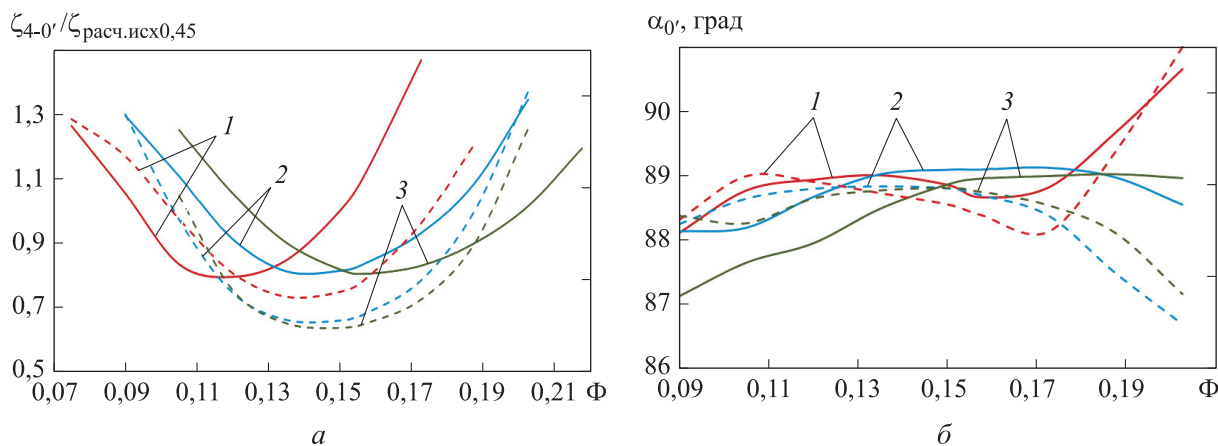


Рис. 14. Зависимость нормализованного коэффициента потерь $\zeta_{4-0'}/\zeta_{расч.исх0,45}$ (а) и угла выхода потока $\alpha_{0'}$ (б) из исходного ОНА (сплошные линии) и оптимизированных ОНА (штриховые линии) с расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,45$ (1), 0,60 (2), 0,70 (3) от коэффициента расхода Φ

исходного ОНА. Оптимальной оказалась также большая высота лопаток на входе, причем для ОНА ступеней с $\psi_{т.расч} = 0,60$ и 0,70 оптимальны лопатки с постоянной высотой. Благодаря оптимизации и выбору надлежащих размеров входа у ОНА ступени с $\psi_{т.расч} = 0,45$ коэффициент потерь уменьшен на 27 %. У ОНА ступеней с $\psi_{т.расч} = 0,60$ и 0,70 за счет оптимизации коэффициент потерь уменьшен примерно на 20 %.

Как по первичному проекту, так и после оптимизации более эффективны ОНА ступеней с большей шириной БЛД и меньшим углом входа в ОНА.

Выводы

1. Анализ результатов первичного проектирования и оптимизации ОНА трех высокорас-

ходных ступеней с коэффициентами расхода $\Phi_{расч} = 0,15$ и теоретического напора $\psi_{т.расч} = 0,45, 0,60$ и 0,70 показал целесообразность корректировки первичного выбора размеров. Оптимальными являются большая высота лопаток на входе и их меньшее число. Благодаря оптимизации коэффициент потерь ОНА удалось заметно уменьшить.

2. Методика CFD-оптимизации стала доступной не только для исследовательской работы, но и в проектной практике.

3. Дальнейшие исследования будут проведены для ОНА ступеней с другими значениями параметров проектирования $\Phi_{расч}$ и $\psi_{т.расч}$. Более близкие к оптимальным рекомендации первичного проектирования позволят разработчикам быстрее найти окончательное оптимальное решение.

Литература

- [1] Галеркин Ю.Б., ред. *Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ*. Москва, СПбГПУ, 2010. 669 с.
- [2] Васильев Ю.С., Родионов П.И., Соколовский М.И. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. *Промышленность России*, 2000, № 10–11, с. 78–85.
- [3] Galerkin Y.B., Danilov K.A., Popova E.Y. Universal modelling for centrifugal compressors-gas dynamic design and optimization concepts and application. *Yokohama Int. Gas Turbine Cong.*, 1995, Yokohama.
- [4] Galerkin Y., Danilov K., Popova E. Design philosophy for industrial centrifugal compressor. *Int. Conf. Compressors and their Systems*, London, City University, 1999, pp. 465–480.
- [5] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Solovyeva O.A. Vaneless diffuser of the centrifugal compressor stage design method. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, art. 030007, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122057>

- [6] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. The primary design method development of centrifugal compressor impellers based on the analysis of the geometrical parameters. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, art. 030052, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122102>
- [7] Solovyeva O., Drozdov A. Mathematical model of centrifugal compressor vaneless diffuser based on CFD calculations. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01014, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801014>
- [8] Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней. *Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета*, 2018, т. 20, № 2, с. 43–54, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9877/2018.2.06>
- [9] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Маренина Л.Н. и др. Создание параметризированной модели проточной части ОНА для испытаний в виртуальной аэродинамической трубе. *Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Мат. 10-й Межд. науч.-тех. конф.* Омск, ОмГТУ, 2020, с. 127–128.
- [10] Marenina L., Galerkin Yu., Drozdov A. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01020, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801020>
- [11] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машгиз, 1951. 245 с.
- [12] Ден Г.Н. *Проектирование проточной части центробежных компрессоров*. Ленинград, Машиностроение, 1980. 230 с.
- [13] Лившиц С.П. *Аэродинамика центробежных компрессорных машин*. Москва, Ленинград, Машиностроение, 1966. 340 с.
- [14] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [15] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, КХТ, 2010. 581 с.
- [16] Aungier R.H. *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. New York, ASME, 2000. 320 p.
- [17] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Longman, 1989. 509 p.
- [18] Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. *Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние*. Санкт-Петербург, изд-во Политехн. ун-та, 2011. 328 с.
- [19] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. и др. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями. *17 Межд. науч.-тех. конф.* Казань, 2017, с. 19–29.
- [20] Шнепп В.Б. *Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин*. Москва, Машиностроение, 1995. 240 с.
- [21] Rube C., Rossbach T., Wedeking M., et al. Experimental and numerical investigation of the flow inside the return channel of a centrifugal process compressor. *J. Turbomach.*, 2016, vol. 138, no. 10, art. 101006, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4032905>
- [22] Bisping J., Rossbach T., Grates D., et al. Influence of diffuser diameter ratio on the performance of a return channel within a centrifugal compressor stage. *Proc. GPPS Forum 18 Global Power and Propulsion Society*. Montreal, 2018. <https://gpps.global/wp-content/uploads/2021/02/GPPS-NA-2018-0034.pdf>
- [23] Yagi M., Nishioka T., Kobayashi H., et al. Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. *ASME Turbo Expo*, 2015, paper no. GT2015-42442, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-42442>
- [24] Nishida H., Kobayashi H., Nishida H., et al. Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. *J. Turbomach.*, 2013, vol. 135, no. 3, art. 031026, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007518>
- [25] Kortikov N., Borovkov A., Voynov I., et al. Modeling the gas-dynamic characteristics of the low-flow and mid-flow model stages for an industrial centrifugal compressor. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, art. 04019, doi: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201824504019>
- [26] Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., et al. Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, art. 030051, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122101>

- [27] Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., et al. Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 604, art. 012052. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012052>
- [28] Borovkov A., Voinov I., Galerkin Y., et al. Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 140, art. 06003, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>
- [29] Ji Ch., Li Ch., Fang J., et al. Loss mechanism of static interstage components of multistage centrifugal compressors for integrated blade design. *Math. Probl. Eng.*, 2018, vol. 2018, art. 9025650, doi: <https://doi.org/10.1155/2018/9025650>
- [30] Veress A., Van den Braembussche R. Inverse design and optimization of a return channel for a multistage centrifugal compressor. *J. Fluids Eng.*, 2004, vol. 126, no. 5, pp. 799–806, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1792258>
- [31] Drozdov A., Rekstin A. Analysis of the velocity diagrams of impellers of centrifugal compressor stages after the preliminary design. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, art. 04004, doi: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201824504004>
- [32] Попова Е.Ю. *Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования*. Дис. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 1991. 275 с.
- [33] Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B. Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 604, art. 012045, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012045>
- [34] Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B., et al. Verification of a simplified mathematical model of centrifugal compressor stages. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 124, art. 01005, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401007>
- [35] Рекстин А.Ф., Бакаев Б.В. Вариантные расчеты промышленных центробежных компрессоров на основе упрощенной математической модели. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 4, с. 24–38, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.24403>
- [36] Sorokes J.M. *The practical application of CFD in the design of industrial centrifugal impellers*. Texas A&M University, 1993, doi: <https://doi.org/10.21423/R1P074>
- [37] Galerkin Y., Rekstin A., Drozdov A., et al. The optimal gas dynamic design system of industrial centrifugal compressors based on universal modeling method. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01028, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801028>
- [38] Галеркин Ю.Б., Маренина Л.Н. Исследование и совершенствование неподвижных элементов центробежных ступеней методами вычислительной газодинамики. Часть 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 1, с. 30–36.
- [39] Marenina L., Galerkin Y., Soldatova K. Computational fluid dynamics application for analysis of centrifugal compressor stage stator part. *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.*, 2018, vol. 7, no. 6, pp. 656–661, doi: <https://doi.org/10.18178/ijmerr.7.6.656-661>
- [40] Соловьева О.А. *Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней*. Дис. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2018. 162 с.
- [41] Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьева О.А. и др. Сравнение двух математических моделей безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 1, с. 2–10.

References

- [1] Galerkin Yu.B., ed. *Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroeniya SPbGPU* [Proceedings of SPbGPU scientific compressor building school]. Moscow, SPbGPU Publ., 2010. 669 p.
- [2] Vasil'yev Yu.S., Rodionov P.I., Sokolovskiy M.I. High-efficient centrifugal compressors of new generation. Scientific foundations of calculation, development of optimum design methods and commercial production. *Promyshlennost' Rossii*, 2000, no. 10–11, pp. 78–85 (in Russ.).

- [3] Galerkin Y.B., Danilov K.A., Popova E.Y. Universal modelling for centrifugal compressors-gas dynamic design and optimization concepts and application. *Yokohama Int. Gas Turbine Cong.*, 1995, Yokohama
- [4] Galerkin Y., Danilov K., Popova E. Design philosophy for industrial centrifugal compressor. *Int. Conf. Compressors and their Systems*. London, City University, 1999, pp. 465–480.
- [5] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Solovyeva O.A. Vaneless diffuser of the centrifugal compressor stage design method. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, art. 030007, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122057>
- [6] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. The primary design method development of centrifugal compressor impellers based on the analysis of the geometrical parameters. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, art. 030052, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122102>
- [7] Solovyeva O., Drozdov A. Mathematical model of centrifugal compressor vaneless diffuser based on CFD calculations. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01014, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801014>
- [8] Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. Low-flow rate centrifugal compressor stages primary design specificity. *Vestnik permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta* [Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science], 2018, vol. 20, no. 2, pp. 43–54, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9877/2018.2.06> (in Russ.).
- [9] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Marenina L.N., et al. [Making parametrized model of ONA flow channel for tests in virtual wind channel]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Mat. 10-y Mezhd. nauch.-tekh. konf.* [Technics and technology of petrochemical and petroleum production. Proc. 10th Sci.-Tech. Conf.]. Omsk, OmGTU Publ., 2020, pp. 127–128 (in Russ.).
- [10] Marenina L., Galerkin Yu., Drozdov A. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01020, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801020>
- [11] Ris V.F. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashgiz Publ., 1951. 245 p.
- [12] Den G.N. *Proektirovanie protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [Design of flow channel for centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 230 p.
- [13] Livshits S.P. *Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin* [Aerodynamics of centrifugal compressor machines]. Moscow, Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 340 p.
- [14] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnye kompressory* [Centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1982. 271 p.
- [15] Galerkin Yu.B. *Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Turbo compressors. Working process, calculation and flow channel design]. Moscow, KKhT Publ., 2010. 581 p.
- [16] Aungier R.H. *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. New York, ASME, 2000. 320 p.
- [17] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Longman, 1989. 509 p.
- [18] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. *Modelirovanie rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoe sostoyanie* [Working process simulation for industrial centrifugal compressors. Scientific basis, development stages, current state]. Sankt-Petersburg, izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2011. 328 p.
- [19] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., et al. [Development of LPI-SPbPU Petra Velikogo – a compressor building scientific school, results of collaboration with compressor builders]. *17 Mezhd. nauch.-tekh. konf.* [17 Int. Sci.-Tech. Conf.]. Kazan', 2017, pp. 19–29 (in Russ.).
- [20] Shnepp V.B. *Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin* [Construction and calculation of centrifugal compressor machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 240 p.
- [21] Rube C., Rossbach T., Wedeking M., et al. Experimental and numerical investigation of the flow inside the return channel of a centrifugal process compressor. *J. Turbomach.*, 2016, vol. 138, no. 10, art. 101006, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4032905>
- [22] Bisping J., Rossbach T., Grates D., et al. Influence of diffuser diameter ratio on the performance of a return channel within a centrifugal compressor stage. *Proc. GPPS Forum*

- 18 *Global Power and Propulsion Society*. Montreal, 2018. <https://gpps.global/wp-content/uploads/2021/02/GPPS-NA-2018-0034.pdf>
- [23] Yagi M., Nishioka T., Kobayashi H., et al. Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. *ASME Turbo Expo*, 2015, paper no. GT2015-42442, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-42442>
- [24] Nishida H., Kobayashi H., Nishida H., et al. Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. *J. Turbomach.*, 2013, vol. 135, no. 3, art. 031026, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007518>
- [25] Kortikov N., Borovkov A., Voynov I., et al. Modeling the gas-dynamic characteristics of the low-flow and mid-flow model stages for an industrial centrifugal compressor. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, art. 04019, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824504019>
- [26] Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., et al. Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 1, art. 030051, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5122101>
- [27] Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., et al. Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 604, art. 012052, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012052>
- [28] Borovkov A., Voinov I., Galerkin Y., et al. Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 140, art. 06003, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>
- [29] Ji Ch., Li Ch., Fang J., et al. Loss mechanism of static interstage components of multistage centrifugal compressors for integrated blade design. *Math. Probl. Eng.*, 2018, vol. 2018, art. 9025650, doi: <https://doi.org/10.1155/2018/9025650>
- [30] Veress A., Van den Braembussche R. Inverse design and optimization of a return channel for a multistage centrifugal compressor. *J. Fluids Eng.*, 2004, vol. 126, no. 5, pp. 799–806, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1792258>
- [31] Drozdov A., Rekstin A. Analysis of the velocity diagrams of impellers of centrifugal compressor stages after the preliminary design. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, art. 04004, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824504004>
- [32] Popova E.Yu. *Optimizatsiya osnovnykh parametrov stupeney turbomashin na osnove matematicheskogo modelirovaniya*. Diss kand. tekhn. nauk [Main parameters optimization of turbomachine stages based on mathematic modelling. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbGPU Publ., 1991. 275 p.
- [33] Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B. Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 604, art. 012045, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012045>
- [34] Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B., et al. Verification of a simplified mathematical model of centrifugal compressor stages. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 124, art. 01005, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401007>
- [35] Rekstin A.F., Bakaev B.V. Variant calculations for industrial centrifugal compressors based on simplified mathematical model. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, vol. 24, no. 4, pp. 24–38, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.24403> (in Russ.).
- [36] Sorokes J.M. The practical application of CFD in the design of industrial centrifugal impellers. Texas A&M University, 1993, doi: <https://doi.org/10.21423/R1P074>
- [37] Galerkin Y., Rekstin A., Drozdov A., et al. The optimal gas dynamic design system of industrial centrifugal compressors based on universal modeling method. *E3S Web Conf.*, 2020, vol. 178, art. 01028, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801028>
- [38] Galerkin Yu.B., Marenina L.N. Investigation and perfection of centrifugal compressor stages by CFD methods. Part 1. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2014, no. 1, pp. 30–36 (in Russ.).
- [39] Marenina L., Galerkin Y., Soldatova K. Computational fluid dynamics application for analysis of centrifugal compressor stage stator part. *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.*, 2018, vol. 7, no. 6, pp. 656–661, doi: <https://doi.org/10.18178/ijmerr.7.6.656-661>

- [40] Solov'yeva O.A. *Matematicheskaya model' dlya rascheta gazodinamicheskikh kharakteristik i optimizatsii bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney*. Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical model for calculation of gas dynamic characteristics and optimization of vaneless diffusers for centrifugal compressor stages. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2018. 162 p.
- [41] Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solov'yeva O.A., et al. Comparison of two mathematical models of vaneless diffuser of centrifugal compressor stage. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 1, pp. 2–10 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 19.04.2021

Информация об авторах

МАРЕНИНА Любовь Николаевна — ведущий инженер НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: marenina_ln@mail.ru).

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — профессор, доктор технических наук, почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков, заведующий НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

Information about the authors

MARENINA Lyubov Nikolaevna — Leading Engineer, Research Laboratory of Gas Dynamics of Turbomachines. Joint Institute of Science and Technology, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., 29, e-mail: marenina_ln@mail.ru).

GALERKIN Yuri Borisovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Research Laboratory of Gas Dynamics of Turbomachines. Joint Institute of Science and Technology, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б. Оптимизация обратных направляющих аппаратов высокорасходных центробежных компрессорных ступеней CFD-методами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 10, с. 49–64, doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-49-64

Please cite this article in English as:

Marenina L.N., Galerkin Yu.B. Optimization of Return Channels of High Flow Centrifugal Compressor Stages by CFD-Methods. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 10, pp. 49–64, doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-49-64