

СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ОПТИМИЗАЦИИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

А. С. Золотухин^{1,2}, Л. Н. Маренина¹, А. А. Дроздов¹,
А. М. Яблоков¹, А. Г. Никифоров³

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

²АО «Силовые машины», Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д. 3, лит. А

³Смоленская государственная сельскохозяйственная академия,
Россия, 214000, г. Смоленск, ул. Большая Советская, 10/2

В ходе работы были рассмотрены актуальные и современные подходы к оптимизации компрессоров осевого типа как одно-, так и многоступенчатых. По открытым источникам была составлена классификация подходов к оптимизации в зависимости от учитываемых пространственных явлений: 1D/квази-2D, 2D и 3D. Для каждой группы оптимизационных задач было описано её предназначение в общем цикле проектирования компрессора, а также приведены конкретные примеры. Рассмотрены основные алгоритмы оптимизации осевых компрессоров, актуальные на сегодняшний день. На основе рассмотренных алгоритмов составлена универсальная блок-схема формирования и постановки задачи оптимизации. Также проанализированы используемые в различных работах целевые функции и параметры оптимизации. По каждому из них даны комментарии и рекомендации при постановке соответствующих задач.

Ключевые слова: осевой компрессор, задачи оптимизации, многокритериальная оптимизация, алгоритмы оптимизации, целевые функции, IOSO, генетические алгоритмы.

Для цитирования: Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А., Яблоков А. М., Никифоров А. Г. Современные подходы к оптимизации осевых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 64–74. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-64-74. EDN: SXCZAS.



© Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А.,
Яблоков А. М., Никифоров А. Г., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

MODERN APPROACHES OF THE AXIAL COMPRESSORS OPTIMIZATION

A. S. Zolotukhin^{1,2}, L. N. Marenina¹, A. A. Drozdov¹,
A. M. Yablokov¹, A. G. Nikiforov³

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, Saint Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29, 195251

²JSC "Power Machines", Russia, Saint Petersburg, Vatutina St., 3A, 195009

³Smolensk State Agricultural Academy, Russia, Smolensk, Bolshaya Sovetskaya St., 10/2, 214000

The research reviews current and modern approaches to optimizing axial-type compressors. According to open sources, the authors present a classification of optimization approaches depending on the dimension phenomena: 1D/quasi-2D, 2D and 3D. Moreover, the authors describe purposes in the general compressor design cycle for each group of optimization tasks, as well as specific examples. The main and relevant optimization algorithms of axial compressors are considered. As a result, a universal block diagram of the optimization problem has been compiled. The objective functions and optimization parameters are also analyzed. The authors review comments and recommendations on each of the points by setting the appropriate tasks.

Keywords: axial compressor, optimization problems, multi-objective optimization, optimization algorithms, target functions, IOSO, genetic algorithms.



Введение

На сегодняшний день современные многоступенчатые компрессоры осевого типа характеризуются сравнительно высокими показателями эффективности и высокой нагруженностью их ступеней. Действительно, компрессор является важнейшим узлом газотурбинной установки (ГТУ), который формирует облик термодинамического совершенства всей установки. В связи с этим крайне важно получить как наиболее оптимальные параметры узла в расчетной точке номинального режима работы установки ($\dot{m}_{расч}^*$, $\pi_{красч}^*$, $n_{ном}$), так и обеспечить широкий диапазон его устойчивой работы на различных режимах.

Для решения данных задач помимо инженерных методов расчета широкое распространение получили методы вычислительной газовой динамики (CFD). Указанный подход позволяет сократить объем проводимых физических экспериментов и в более короткий срок сформировать облик будущего компрессора [1]. Для решения задач поиска оптимальной геометрии проточной части используются различные методы оптимизации. Так как в компрессорах часто требуется обеспечение минимум или максимум нескольких целевых функций, то происходит решение задачи многокритериальной оптимизации [2]. При этом их использование совместно с CFD-методами поможет с большой долей достоверности получить вариант из множества альтернатив, соответствующего (или даже превосходящего) параметрам на расчетной точке, которая обеспечивает требуемые запасы газодинамической устойчивости и удовлетворяет требованиям прочности.

Несмотря на все достоинства многокритериальной оптимизации, примеров ее широкого практического применения или реализации на данный момент крайне мало. Это вызвано следующими причинами [3]:

- необходима валидированная математическая модель объекта исследования, способная корректно моделировать сложные пространственные течения;
- алгоритм, используемый во время оптимизации, должен быть способен на поиск глобального экстремума целевых функций, в том числе недифференцируемых, многоэкстремальных, а также для стохастических задач;
- параметрическая модель как качественно, так и количественно должна совпадать с исходной моделью;
- программа-оптимизатор должна воспринимать достаточный объем параметров и ограничений.

Таким образом, наиболее удачным примером реализации результатов многокритериальной оптимизации является работа А. К. Воробьева и Ф. А. Малышева [4] по оптимизации многоступенчатого осевого компрессора стационарной газотурбинной установки ГТЭ-170.2. Благодаря применен-

ному подходу удалось в рабочей точке увеличить расход воздуха на 7 %, степень сжатия — на 9 %, а КПД — на 0,7 %.

Если же рассматривать не многоступенчатые машины, а модельные ступени, то наиболее популярным объектом исследования является семейство NASA Stage. Так, в работах Benini [5], Samad [6], Huang [7] и Cao [8], посвященных Rotor 37, удалось повысить КПД венца за счет перепрофилирования, а также изменения значения осевого и тангенциального навала. Стоит отметить, что в работах по оптимизации осевых лопаточных машин достаточно малое влияние уделяется вопросу прочностного анализа, что наиболее важно для рабочих лопаток, так как именно они работают в наиболее нагруженных условиях.

Тем не менее универсального подхода к проведению подобного рода задач не существует. Способ их формирования, а также постановка задачи целиком и полностью зависят от преследуемых целей в ходе оптимизации и опираются на индивидуальный опыт исследователей в этом направлении. В работе предлагается рассмотреть актуальные подходы по проведению многокритериальной оптимизации осевых компрессоров, а также сформировать целостное представление о методе формирования задачи оптимизации.

Классификация задач оптимизации осевых компрессоров по учитываемым пространственным явлениям

По проведенному анализу открытых научных источников можно сделать вывод, что большую часть оптимизационных исследований в области осевых компрессоров можно поделить на три большие группы, в зависимости от того, какие пространственные явления в них учитываются [1]:

- задача оптимизации по параметрам на среднем радиусе невязкого течения на основе уравнений термодинамики (1D и квази-2D постановка);
- осесимметричный расчет невязкого течения с учетом геометрии профилей (2D постановка);
- задача оптимизации в трехмерной постановке вязкого течения (3D постановка).

1D и квази-2D оптимизация осевых компрессоров

Течение в межлопаточном канале венца лопаточной машины включает в себя множество типов сложных пространственных течений: подковообразные вихри; перетечки в радиальных зазорах; отрывы потока с поверхности пера лопатки и др. [1]. Современные CFD-методы при правильной постановке задачи позволяют с большой степенью точности моделировать сложный характер течения в проточной части компрессора. Однако, в зависимости от оптимизационных задач, а также от располагаемых ресурсов, не всегда это необходимо или реализуемо. Особенно на ранних этапах проектирования, когда с помощью основных термо- и газо-

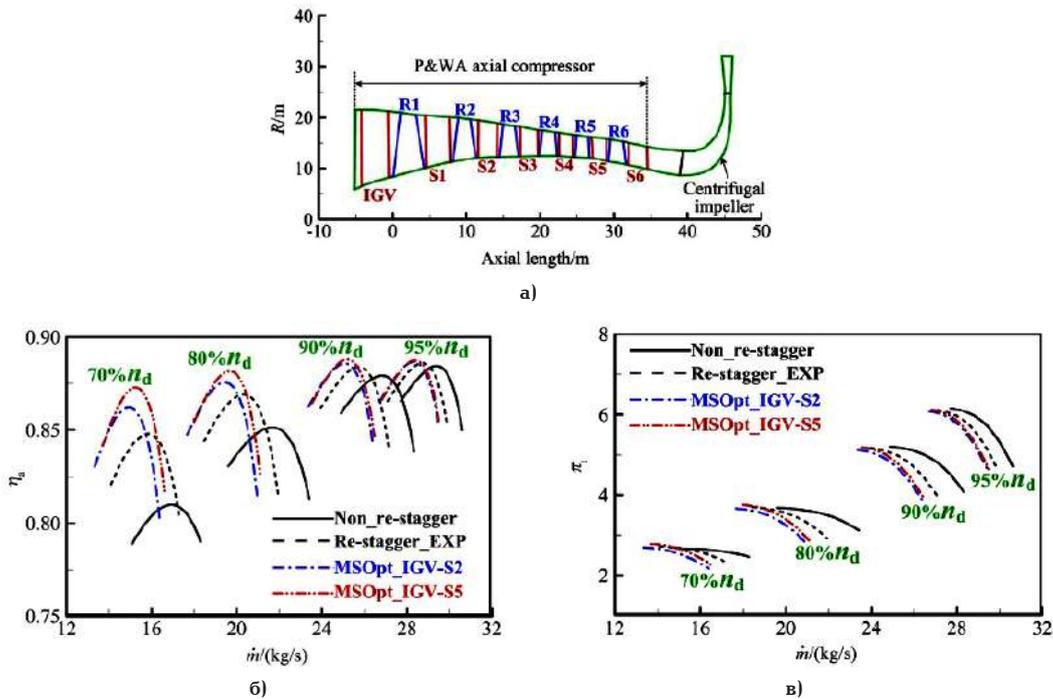


Рис. 1. Пример результатов 1D-оптимизации шестиступенчатого осевого компрессора в работе Y. Jinguang и др. [16]: а — представление объекта исследования; б, в — характеристики компрессора
 Fig. 1. Example of the 1D-optimization results of the six-stage axial compressor in the research of Y. Jinguang and others [16]: а — research object; б, в — compressor charts

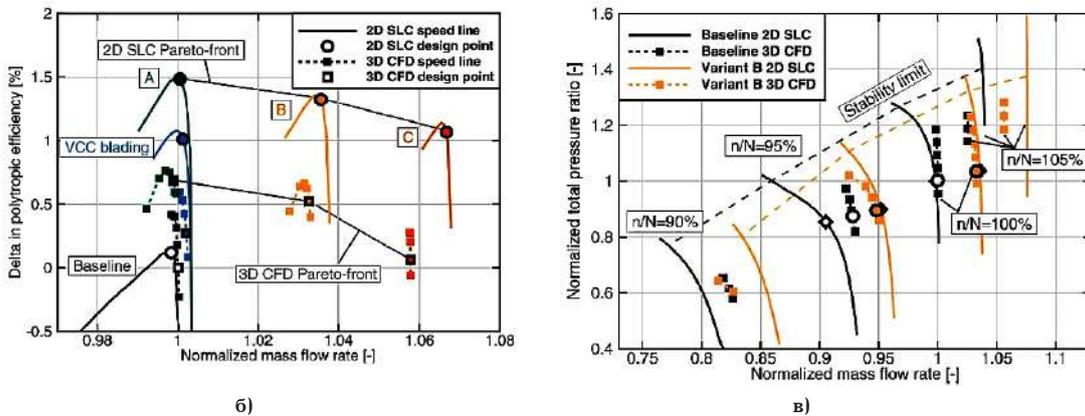
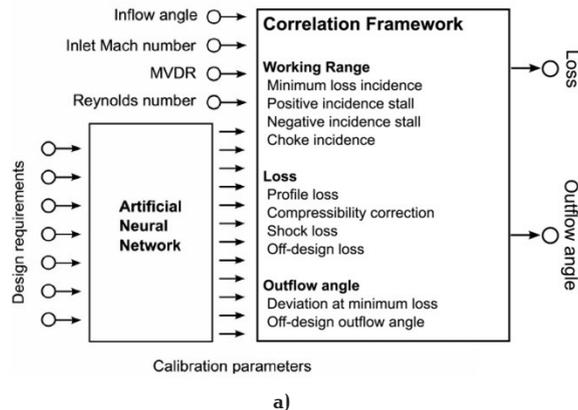


Рис. 2. Пример результатов 2D-оптимизации пятнадцатиступенчатого осевого компрессора в работе M. Schnoes, C. Voß и E. Nicke [18]: а — подход к оптимизации; б, в — результаты оптимизации
 Fig. 2. Example of the 2D-optimization results of the fifteen-stage axial compressor in the research of M. Schnoes, C. Voß and E. Nicke [18]: а — optimization method; б, в — optimization results

динамических уравнений определяются первичные характеристики и параметры компрессора, а также основные геометрические параметры его проточной части [1]. В связи с этим возможно проведе-

ние оптимизации в такой постановке, которая либо не учитывает, либо косвенно учитывает взаимное влияние сечений по высоте лопатки. Такие подходы называются как оптимизация на среднем радиусе

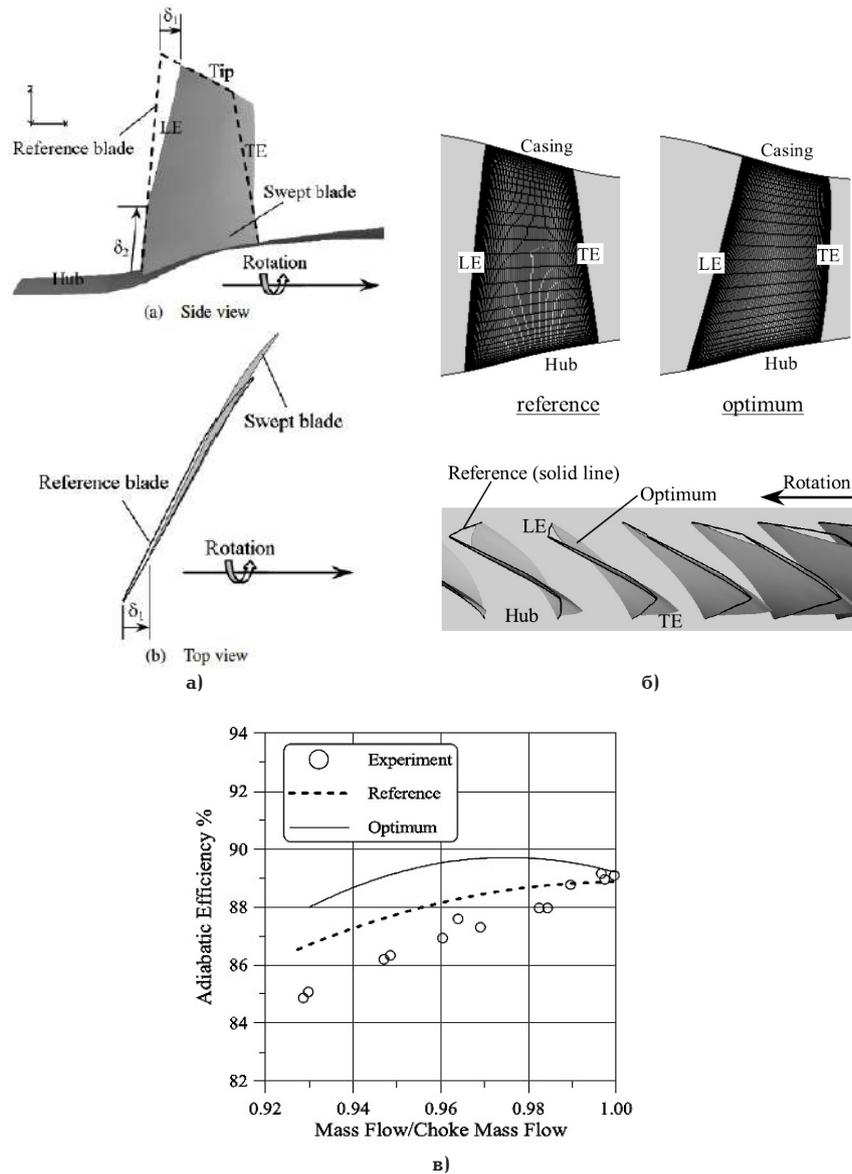


Рис. 3. Визуализация осевого навала и результаты 3D-оптимизации NASA Rotor 37 путем изменения осевого навала в работе Choon-Man Jang и др. [18]: а — иллюстрация осевого навала; б — сопоставление исходной и оптимальной геометрий; в — сопоставление характеристик Fig. 3. Axial blade lean and the 3D-optimization results of the NASA Rotor 37 by changing the axial lean in the research of Choon-Man Jang and others: а — axial lean illustration; б — reference and optimum blades comparison; в — comparison of the features [18]

(1D-оптимизация) и оптимизация с косвенным учетом взаимного влияния струек тока по высоте между собой (квази-2D).

На практике же два этих подхода не применяются в своём исходном виде — каждую такую задачу дополняют эмпирическими зависимостями. Так, для классификации потерь и их определения наибольшее распространение получила модель, предложенная С. С. Koch и Л. Н. Smith [9], и её модификации [10, 11]. Применительно к определению оптимального угла атаки также существует несколько моделей: по Хауэллу [12], Картеру [13], Эмери [14], Либляйну [15] и т. д. Стоит отметить, что подобных зависимостей крайне много, а их количество ограничивается лишь потребностями их учета для текущей постановки задачи и определяется исследователем.

Так, в работе Y. Jinguang и др. [16] проведена 1D-оптимизация шестиступенчатого осевого ком-

прессора путем изменения угла установки направляющих аппаратов (рис. 1а). Исходная постановка, как и отмечалось ранее, дополнена эмпирическими зависимостями, определяющими угол атаки с минимальными потерями; отклонения потока на нерасчетных режимах; профильные потери; потери на нерасчетных режимах и загромождение на торцевых поверхностях. Для коэффициентов используемых эмпирических моделей также осуществляется корректировка. В работе используется генетический алгоритм оптимизации NSGA-II [17]. Результаты численной оптимизации качественно коррелируют с экспериментальными значениями (рис. 1б, в). Количественно же результаты оптимизации всё же показывают завышение значений КПД компрессора. Совместное применение 1D-оптимизации позволит на ранних этапах проектирования получить необходимые результаты для последующего пространственного профилирования лопаток.

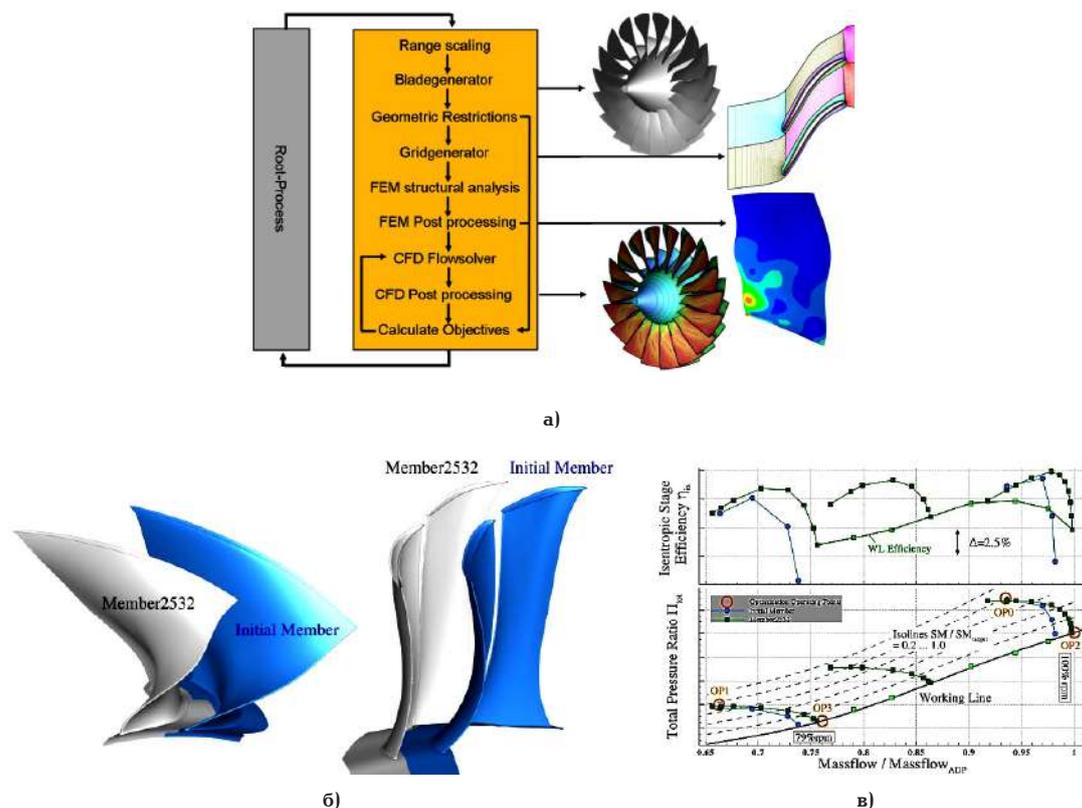


Рис. 4. Подход к 3D-мультидисциплинарной оптимизации трансзвукового компрессора и её результаты в работе U. Siller, C. Voß и E. Nicke: а — алгоритм постановки задачи; б, в — результаты оптимизации [20]
 Fig. 4. Approach to the 3D-multidisciplinary optimization of the transonic compressor and its results in the research of U. Siller, C. Voß and E. Nicke: а — optimization algorithm parametric; б, в — optimization results [20]

2D-оптимизация осевых компрессоров

После определения предварительных параметров компрессора по параметрам на среднем радиусе переходят к осесимметричному расчету компрессора — 2D постановка. Выполняется предварительное профилирование лопаточного аппарата компрессора (уточнение углов атаки и отставания) и расчет на прочность его наиболее важных частей (лопаток и дисков). Результатом 2D-расчета являются параметры потока в межвенцевых зазорах осевого компрессора, осредненные и распределенные параметры в лопаточных венцах, ступенях и компрессоре в целом, в том числе и его суммарные параметры — степень повышения полного давления и изоэнтропический КПД [1].

Для пятнадцатиступенчатого компрессора в работе M. Schnoes, C. Voß и E. Nicke [18] была проведена оптимизация в 2D постановке (рис. 2б, в) путем выбора оптимального профиля из библиотеки, сгенерированной с помощью нейронной сети. Варьируя геометрическими параметрами профиля (угол установки, отношение шага к хорде, безразмерная площадь поперечного сечения), а также расчетными условиями течения и аэродинамической нагруженностью профиля, формируется библиотека профилей (рис. 2а).

3D-оптимизация осевых компрессоров

Для достижения аэродинамического совершенства компрессора применяются программные комплексы, направленные на разрешение трехмерного вязкого течения — CFD-подходы. Для этого реализуется разрешение системы уравнений Навье — Стокса [1]. Обычно данную систему осредняют по Рейнольдсу и дополняют одной из моделей турбулентности. Данный метод разрешения турбулент-

ности получил название RANS — Reynolds Averaged Navier — Stokes. Разрешение трехмерного вязкого потока при оптимизации компрессоров — ресурсозатратная задача. Составление плана эксперимента задачи для применения эволюционных алгоритмов может потребовать от 100 расчетных точек. Если в математической модели будет использоваться упомянутый выше метод RANS, а также низкорейнольдсовая модель турбулентности (SST) с сеточной моделью, способной обеспечить разрешение вязкого подслоя без использования пристеночной функции, то 3D-оптимизация даже одной ступени может проходить несколько недель.

Однако не всегда необходима настолько детальная математическая модель. По результатам исследований модель турбулентности k-ε на сравнительно небольших по размерам сетках (500–800 тыс. элементов на венец) показывает качественно достоверную картину течения. Работа Choon-Man Jang и др. [18] посвящена оптимизации рабочей лопатки NASA Rotor 37 путем изменения осевого навала (рис. 3а). В работе используется метод оптимизации по поверхности отклика с применением метода формирования плана эксперимента D-optimal [19]. Результатом оптимизации стало увеличение адиабатического КПД ротора на 1,25 % в рабочей точке (рис. 3б, в).

Стоит понимать, что любое изменение геометрии, как корпусных элементов компрессора, так и его лопаточного аппарата в ходе оптимизации, напрямую влияет на прочностные характеристики узла. В погоне за аэродинамическим совершенством пера лопатки можно получить такое значительное выносов центра масс (эксцентриситетов) его сечений или же радиусов его входных и выходных



Рис. 5. Результирующая схема к подходам по оптимизации осевых компрессоров
 Fig. 5. Resulting scheme to approaches for the axial compressors optimizing

кромок, которые хоть и обеспечивают наилучшие интегральные характеристики компрессора, но все-таки ставят под сомнение практическую ценность полученных результатов. Следовательно, полученная в ходе оптимизации геометрия обязана быть подвержена проверочному расчету на статическую и динамическую прочность.

В работе U. Siller, C. Voß и E. Nicke [20] приведен пример мультидисциплинарного подхода к многокритериальной оптимизации осевого компрессора (рис. 4а). Эволюционный алгоритм AutoOpti [21] в данном случае позволяет разрешить две задачи: поиск аэродинамического совершенства рассматриваемого компрессора; проверка на статическую и динамическую прочность для доминантных аэродинамических вариантов (рис. 4б, в).

Выводы

В исследовании было рассмотрено три группы оптимизационных расчетов в зависимости от учитываемых пространственных явлений. Одномерная постановка оптимизации позволяет в более короткий срок на ранних этапах проектирования получить результаты, которые будут служить основой последующих этапов проектирования компрессора — осесимметричного и трехмерного расчетов. При оптимизации компрессора в осесимметричной постановке удастся по уже известной геометрии проточной части получить оптимальную форму профиля лопаточного аппарата, которая качественно соответствует расчетам вязкого трехмерного течения, а также оптимизацию компрессора в трехмерной постановке с вязким течением. Такой подход получается крайне время- и ресурсозатратным и требует от исследователя применения валидированной по результатам испытаний математической модели. Однако пространственная постановка задачи позволяет скорректировать проточную часть компрессора таким образом, чтобы обеспечить его аэродинамическое совершенство наилучшим образом. Более того, присутствует возможность проведения прочностного анализа (как статического, так и динамического) получаемых Парето оптимальных решений.

Итоговое представление подходов оптимизации осевых компрессоров приведено на рис. 5 с указанием наиболее очевидных преимуществ и недостатков каждого из них.

Можно сделать вывод о том, что при реализации спроектированного компрессора окончательным этапом оптимизации геометрии является 3D-оптимизация. Она определяет окончательные размеры и форму проточной части.

Алгоритмы оптимизации

При решении любой оптимизационной задачи, в зависимости от выбранного метода оптимизации, определяется последовательность действий — алгоритм. Опираясь на открытые исследования в данной области, можно выделить следующие основные группы алгоритмов [3]:

- генетические алгоритмы;
- адаптивные алгоритмы;
- эволюционные алгоритмы самоорганизации;
- алгоритмы на основе моделирования искусственных нейронных сетей;
- градиентные алгоритмы.

Как уже упоминалось ранее, подход к выбору алгоритма зачастую зависит от опыта предприятия-исследователя, а также от поставленной задачи. Однако наибольшую популярность обрели генетические и эволюционные алгоритмы из-за своего наибольшего потенциала. Истоки данных алгоритмов были заложены еще с середины 1970-х до начала 1980-х гг. XX в.: эволюционные алгоритмы — в США в работах J. H. Holland [22]; генетические алгоритмы — в Германии I. Rechenberg [23] и H.-P. Schwefel [24]. За более чем 40 лет данные алгоритмы были существенно доработаны до уровня, который можно наблюдать как в уже рассмотренных выше работах (NSGA-II [16], AutoOpti [21]), так и в работах других исследователей.

Большой популярностью также пользуются методы оптимизации по поверхности отклика. Данная поверхность является математическим представлением зависимости целевых функций от параметров оптимизации. Зависимость строится путем

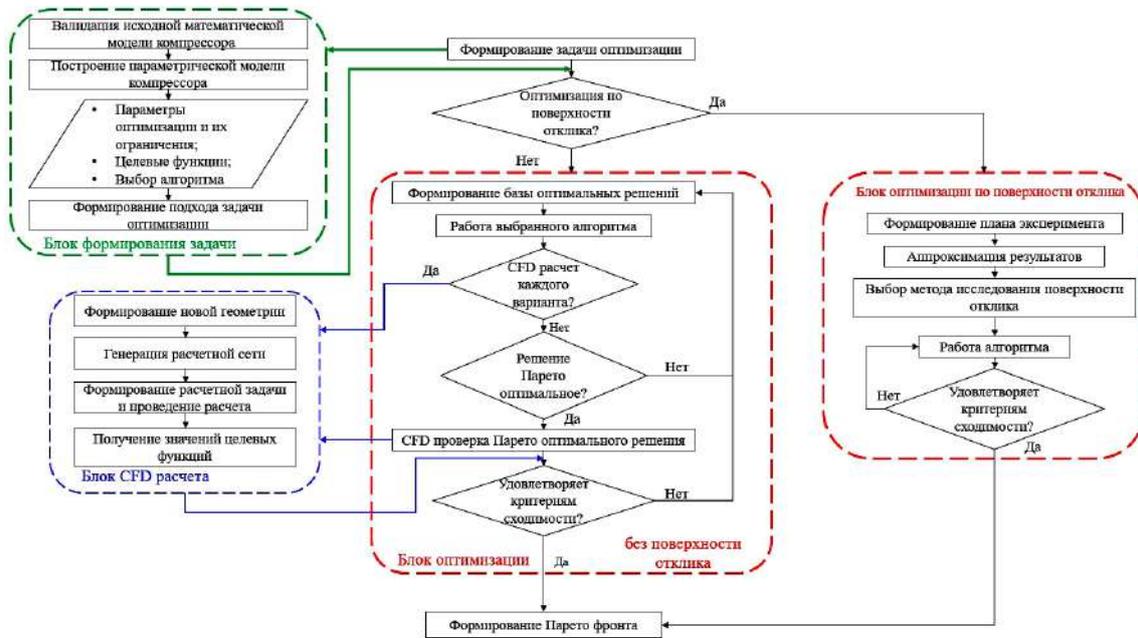


Рис. 6. Предлагаемая универсальная блок-схема 3D-оптимизации осевого компрессора методами генетических алгоритмов
 Fig. 6. Universal 3D-block scheme of the axial compressor optimization by genetic methods

аппроксимации уже полученных данных — плана эксперимента. Преимуществом указанного метода является то, что после наработки плана эксперимента и аппроксимации зависимостей не требуется численного разрешения альтернативных вариантов, находящихся на поверхности отклика. Однако стоит отметить, что полученные оптимальные решения все же нуждаются в проверке путем CFD-расчета.

Так, на основе рассмотренных примеров можно составить, к примеру, универсальную блок-схему для 3D-оптимизации как с применением генетического алгоритма, так и с помощью поверхности отклика (рис. 6) осевого компрессора, как одно-, так и многоступенчатого. Схема создана с учетом данных в [25].

Целевые функции

При постановке задачи оптимизации на самых ранних её этапах перед исследователем встает цель — улучшить имеющуюся конструкцию. Что значит в данном случае «улучшить»? Зачастую — это удовлетворить требованиям, указанным в техническом задании. Однако из множества полученных альтернатив необходимо выбрать оптимальную. Авторы работы [2] дают такое определение целевым функциям: «Признаки, по которым следует провести сравнительную оценку альтернатив, получаемых в ходе оптимизации вариантов, и выбрать среди них лучшую с точки зрения поставленной задачи. Иными словами — сформировать целевые функции. При этом критерием оптимальности может быть требование достижения наибольшего или наименьшего значения одной или несколькими действительными (скалярными) функциями параметров оптимизации, выражающими количественно меру достижения цели оптимизации рассматриваемого объекта. Каждую из таких функций принято называть целевой».

Наиболее часто перед исследователем в ходе оптимизации требуется повысить интегральные и расходные характеристики компрессора. Такая постановка выглядит следующим образом:

$$\eta_{ad} = \frac{\pi_k^{*k-1} - 1}{\frac{T_{out}^*}{T_{in}^*} - 1} \rightarrow \max, \quad (1)$$

$$m_{in} \rightarrow \max, \quad (2)$$

где η_{ad} — адиабатический КПД компрессора; π_k^* — степень повышения полного давления в компрессоре; T_{out}^* и T_{in}^* — температура торможения на входе и выходе компрессора; m_{in} — расход на входе.

Для многоступенчатых компрессоров важно обеспечить равномерность радиального распределения полного давления на выходе из его ступеней. Возможно рассмотреть целевую функцию, обеспечивающую данное условие:

$$\Delta p_{out}^* = \frac{p_{out,max}^* - p_{out,ave}^*}{p_{out,ave}^*} \rightarrow \min, \quad (3)$$

где $p_{out,max}^*$ — максимальное значение в эпюре полного давления на выходе из ступени; $p_{out,ave}^*$ — среднеарифметическое значение эпюры давления на выходе из ступени.

В качестве целевой функцию можно рассматривать изменение параметров альтернативной геометрии с базовой. Как, например, это сделано в работах Liu W. и др. [25].

$$SMI = \left(\frac{\pi_{ct,ns}^* \cdot M_{sc,ns}}{\pi_{sn,ns}^* \cdot M_{ct,ns}} - 1 \right) \cdot 100 \% \rightarrow \max, \quad (4)$$

$$PEI = \frac{\eta_{ct,peak}^* - \eta_{sc,peak}^*}{\eta_{sc,peak}^*} \cdot 100 \% \rightarrow \max, \quad (5)$$

где π^* — степень повышения полного давления; M — приведенный массовый расход; η^* — изоэнтропный КПД; ct — значения текущего варианта; sc — значения базового варианта; ns — вблизи границы устойчивости.

Целевые функции

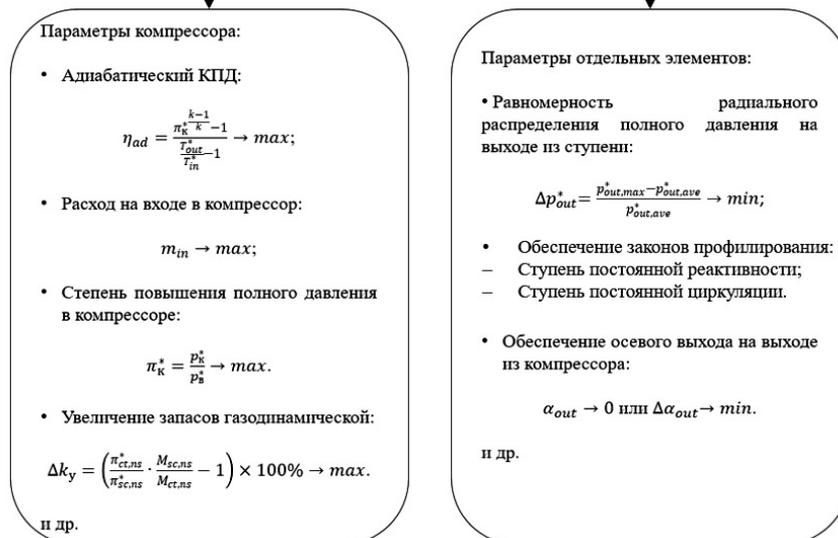


Рис. 7. Классификация целевых функций для задач оптимизации осевых компрессоров

Fig. 7. Classification of objective functions for optimization problems in axial compressors

Отметим, что выбор целевых функций — вопрос, ответ на который в большей степени зависит от поставленного технического задания. Основные группы целевых функций основываются на обеспечении минимума или максимума (или же стремлении к определенному значению) в интегральных параметрах компрессора или же в параметрах отдельных элементов. Представление подобного подхода с примерами целевых функций приведено на рис. 7.

Параметры оптимизации и ограничения

Упомянулось, что программа-оптимизатор должна воспринимать достаточное количество параметров оптимизации и их ограничений. Параметрами называются изменяемые при оптимизации величины, а ограничениями — пределы изменения данных параметров [4]. Применительно к осевым компрессорам, в качестве параметров оптимизации выступают геометрические характеристики как трактовых поверхностей, так и лопаточного аппарата. К часто используемым можно отнести:

- лопаточные углы профиля на входе и выходе;
- угол установки профиля;
- навал (вынос центра масс) лопатки: осевой и тангенциальный;
- положение узловых точек сторон давления и разряжения профилей (часто заданных в виде кривых Безье или сплайнов n -го порядка);
- узловые точки корпуса (часто заданных в виде кривых Безье или сплайнов n -го порядка) и др.

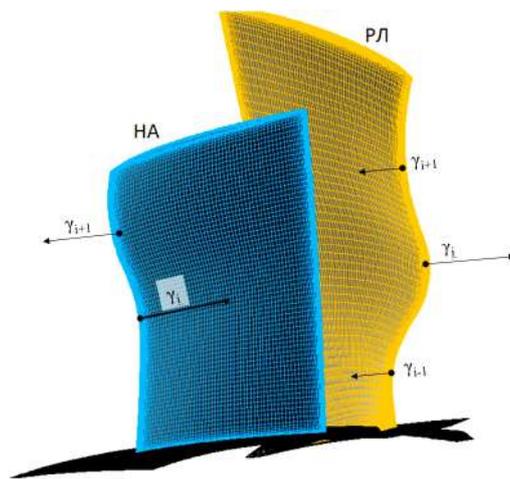
Также стоит обращать внимание на то, в каких пределах варьируются данные величины, то есть — задать ограничения. Ограничения формируются исходя из поставленных задач при оптимизации. Однако большая их часть диктуется условиями прочности. Так, например, нужно большое внимание уделить ограничениям, связанным с размерами входных и выходных кромок; выносом центра масс (особенно рабочих лопаток и консольных направляющих аппаратов) и максимальной толщиной профиля.

Однако стоит внимательно относиться к вариантам, которые в соседних сечениях лопатки включают в себя граничные значения параметров оптимизации, направленных в противоположные стороны. Так, например, для угла установки профиля (γ) данное условие будет выглядеть в виде матрицы:

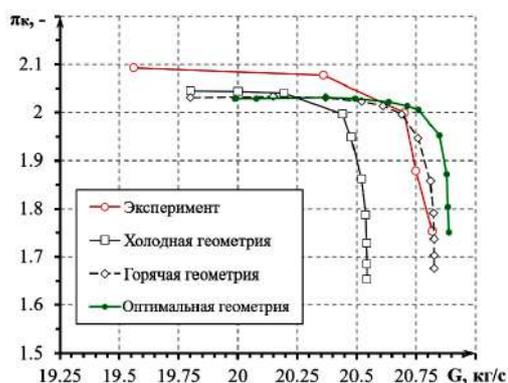
$$\begin{bmatrix} \gamma_1 \in [\gamma_{1,\min}; \gamma_{1,\max}] \\ \dots \\ \gamma_{i-1} \rightarrow \gamma_{i-1,\min} \in [\gamma_{i-1,\min}; \gamma_{i-1,\max}] \\ \gamma_i \rightarrow \gamma_{i,\max} \in [\gamma_{i,\min}; \gamma_{i,\max}] \\ \gamma_{i+1} \rightarrow \gamma_{i+1,\min} \in [\gamma_{i+1,\min}; \gamma_{i+1,\max}] \\ \dots \\ \gamma_n \in [\gamma_{n,\min}; \gamma_{n,\max}] \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где индексы 1 и n — первое и последнее расчетные сечения; i — промежуточное сечение по высоте; $i-1$ и $i+1$ — сечение выше и ниже от промежуточного i -го.

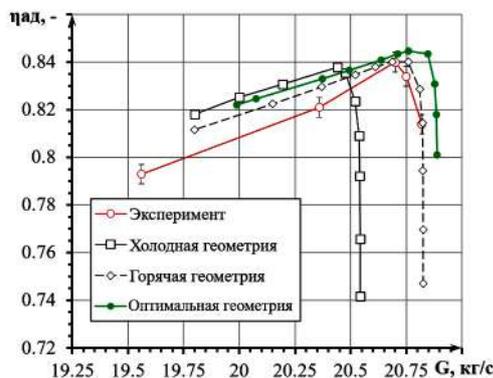
В качестве примера такой геометрии можно привести результаты оптимизации ступени NASA Stage 37 (рис. 8) [26]. Подробно с методом формирования математической модели данного объекта исследования можно ознакомиться в работе [27]. Здесь же предлагается рассмотреть наиболее негативный вариант принадлежащего к фронту Парето оптимальных решений для целевых функций, аналогичных указанным в (1) и (3), и ограничений, допускающих незначительное изменение массового расхода и степени повышения полного давления в ступени ($\dot{m}_m \pm 0,5\%$; $\pi_k^* \pm 0,5\%$). Сопоставление проводится с расчетными кривыми «Холодная геометрия» и «Горячая геометрия». «Холодная геометрия» — геометрические размеры элементов осевой ступени заданы на основании производственных чертежей, которые соответствуют состоянию компрессора после сборки, то есть в нерабочем состоянии. «Горячая геометрия» — геометрические размеры элементов осевой ступени скорректированы



а)



б)



в)

Рис. 8. Пример 3D-оптимизации осевой компрессорной ступени NASA Stage 37:
 а — полученная геометрия; б, в — сопоставление характеристик исходной ступени с оптимальной
 Fig. 8. Example of the 3D-optimization of the NASA Stage 37 axial compressor stage:
 а — resulting geometry; б, в — comparison of the features of the initial stage with the optimized one

с учётом изменения их напряжённо-деформированного состояния в процессе эксплуатации [27]. Результаты физического эксперимента [26] отображены в виде кривой «Эксперимент», которая выступала в качестве референсной при валидации.

Полученное значение $\eta_{ад}$ в расчётной точке превышает значение исходного варианта «Горячая геометрия» (рис. 8б и 8в). Относительное приращение параметров в данном случае составляет $\delta\eta_{ад,расч} = +1\%$; $\delta\pi_{к,расч}^* = < 0,5\%$. Абсолютное изменение коэффициента запаса устойчивости $\Delta k_y = -1,77\%$ при

$$\Delta k_y = \left(\frac{G_{расч} \cdot \pi_{к,г.у}^*}{\pi_{к,расч}^* \cdot G_{г.у}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (7)$$

где параметры с индексом «расч.» соответствуют параметрам на расчётной точке, а с индексом «г.у.» — параметрам на границе устойчивой работы.

Это объясняется отсутствием указанного параметра в заданных ограничениях или целевых функциях, в результате чего он может быть меньше, чем у исходного варианта. Стоит обратить внимание на параметры сечений по соседству от указанного i -го (рис. 8а). Имеет место быть большой градиент угла установки между сечениями. Данный факт негативным образом сказывается на прочностных характеристиках рассматриваемой ступени, что

особенно критично для рабочей лопатки. Таким образом, подобные варианты стоит рассматривать только после соответствующей проверки на статическую и динамическую прочность.

Заключение. Выводы и рекомендации

В ходе работы были представлены актуальные методы и подходы по постановке задачи многокритериальной оптимизации осевых компрессоров. Рассмотренные примеры позволили сформировать универсальную классификацию задач оптимизации по типу учитываемых пространственных явлений: 1D/квази-2D, 2D и 3D. Каждый тип оптимизационной задачи может быть применен на различных этапах проектирования компрессора — начиная от этапов определения первичной геометрии проточной части, заканчивая формированием пространственной формы пера лопатки с последующим анализом на статическую и динамическую прочность. Для каждого из типов задач рассмотрены конкретные примеры. Была составлена соответствующая схема, в которой отмечены преимущества и недостатки каждого типа задач, а также их предназначения в контексте проектирования компрессора.

В исследовании рассмотрены алгоритмы, которые используются при оптимизации осевых компрессоров на данный момент: эволюционные и генетические. По проведенному анализу составлена универсальная блок-схема с применением любого

из представляемых алгоритмов, позволяющая сформировать и поставить задачу оптимизации.

Также были проанализированы различные варианты целевых функций, которые можно рассматривать при постановке собственной расчетной задачи на дальнейших этапах. Рассмотрены наиболее часто используемые варианты параметров оптимизации, к которым чаще всего относят геометрию пера лопатки: лопаточные углы, углы установки, навалы. На примере оптимизации компрессорной ступени NASA Stage 37 отмечено, что вышеуказанные параметры необходимо соответствующим образом ограничивать для обеспечения требований прочности.

Проведенный в работе анализ современных подходов к оптимизации осевых компрессоров будет использован на следующих этапах работы: отработке методики оптимизации на модельной ступени, а далее — на многоступенчатом осевом компрессоре газотурбинной установки.

Список источников / References

1. Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1202 с. ISBN 0-13-538323-4.
2. Inozemtsev A. A., Sandratskiy V. L. Gazoturbinnyye dvigateli [Gas turbine engines]. Perm, 2006. 1202 p. ISBN 0-13-538323-4. (In Russ.).
3. Аттетков А. В., Галкин С. В., Зарубин В. С. Методы оптимизации / под ред. В. С. Зарубина, А. П. Крищенко. 2-е изд., стер. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 440 с.
4. Atetkov A. V., Galkin S. V., Zarubin V. S. Metody optimizatsii [Optimization methods] / Ed. by V. S. Zarubina, A. P. Krishchenko. 2nd ed., ster. Moscow, 2003. 440 p. (In Russ.).
5. Попов Г., Батуринет О., Гориачкин Е. [et al.]. Axial compressor optimization method. *IOP Conference: Series Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 904. 012008. DOI: 10.1088/1757-899X/904/1/012008.
6. Воробьев А. К., Малышев Ф. А. Модернизация компрессора ГТЭ-170.2 // Перспективы развития двигателестроения: материалы Междунар. науч.-техн. конф. им. Н. Д. Кузнецова (21–23 июня 2023 г.). В 2 т. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2023. Т. 2. С. 64–65.
7. Vorobyev A. K., Malyshev F. A. Modernizatsiya kompressora GT•E-170.2 [Development of GTE-170.2 compressor]. *Perspektivy Razvitiya Dvigatelaystroeniya*. In 2 vols. Samara, 2023. Vol. 2. P. 64–65. (In Russ.).
8. Benini E. Three-dimensional multi-objective design optimization of a transonic compressor rotor. *Propulsion and Power*. 2004. Vol. 20 (3). P. 559–565. DOI: 10.2514/1.2703.
9. Samad A., Kim, K. Y. Multi-objective optimization of an axial compressor blade. *Mechanical Science and Technology*. 2008. Vol. 22 (2). P. 999–1007. DOI: 10.1007/s12206-008-0122-5.
10. Huang N. Z., Zhao X., Zhang, Y. H. [et al.]. Aerodynamic performance improvement of a transonic axial compressor by swept and leaned rotors. *AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum*. 2019. DOI: 10.2514/6.2019-3819.
11. Cao Z., Zhang X., Liang Y., Liu B. Influence of blade lean on performance and shock wave/tip leakage flow interaction in a transonic compressor rotor. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2021. Vol. 15 (1). P. 153–167. DOI: 10.47176/JAFM.15.01.32753.
12. Koch C. C., Smith L. H. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors. *Journal of Engineering for Power*. 1976. Vol. 98 (3). P. 411–424.
13. Schobeiri M. T. Advanced compressor loss correlations. Part I: Theoretical Aspects. *International Journal of Rotating Machinery*. 1997. Vol. 3, no. 3. P. 163–177. DOI: 10.1155/S1023621X9700016X.
14. Rotating Machinery. 1997. Vol. 3, no. 3. P. 179–187. DOI:10.1155/S1023621X97000171.
15. Howell A. R. Fluid dynamics of axial compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1945. Vol. 153 (1). P. 441–452. DOI: 10.1243/PIME PROC_1945_153_049_02.
16. Carter A. D. S. The low speed performance of related aerofoils in cascades. CP no. 29 (12.883) ARC Technical Report. London, 1950. 46 p.
17. Emery J. C., Herrig J. L., Erwin J. R. Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-series compressor blades at low speeds. NACA Report 1368. Washington, 1957. 226 p.
18. Lieblein S. Incidence and deviation-angle correlations for compressor cascades. 1960. *ASME J. Basic Eng.* Vol. 82. P. 575–584.
19. Jinguang Y., Min Z., Cheng P. [et al.]. Stator re-stagger optimization in multistage axial compressor. *Propulsion and Power Research*. 2021. Vol. 10, Issue 2. P. 107–117. DOI: 10.1016/j.jprr.2021.03.002.
20. Deb K., Pratap A., Agarwal S., Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*. 2002. Vol. 6 (2). P. 182–197.
21. Schnoes M., Voß C., Nicke E. Design optimization of a multi-stage axial compressor using through flow and a database of optimal airfoils. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2018. Vol. 2. P. 516–528. DOI: 10.22261/JGPPS.W5N911.
22. Jang C.-M., Li P., Kim K.-Y. Optimization of blade sweep in a transonic axial compressor rotor. *JSME International Journal. Series B*. 2005. Vol. 48, no. 4. P. 793–801. DOI: 10.1299/jsmeb.48.793.
23. Siller U., Voß C., Nicke E. Automated multidisciplinary optimization of a transonic axial compressor. *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. 2009. DOI: 10.2514/6.2009-863.
24. Voß C., Aulich M., Kaplan B., Nicke E. Automated Multiobjective Optimisation in Axial Compressor Blade Design. *ASME Paper GT2006-90420*. 2006. DOI: 10.1115/GT2006-90420.
25. Holland J. H. Adaptation in natural and artificial systems. Ann Arbor: The University of Michigan Press, 1975. 208 p.
26. Rechenberg I. Evolutions strategie — Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien der biologischen Evolution. Stuttgart: Frommann-Holzboog, 1973. 170 p.
27. Schwefel H.-P. Numerical optimization of computer models. Chichester: Wiley & Sons, 1981. 389 p.
28. Liu W., Chu W., Zhang H., Wang H. An optimization study of circumferential groove casing treatment in a high-speed axial flow compressor. *Aerospace*. 2024. Vol. 11. 541. DOI: 10.3390/aerospace11070541.
29. Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05. *NASA Technical*. 1980. 1659. 104 p.
30. Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А. [и др.]. Верификация математической модели трансзвуковой осевой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJEHRN.
31. Zolotukhin A. S., Marenina L. N., Drozdov A. A. [et al.]. Verifikatsiya matematicheskoy modeli tranzvukovoy osevoy kompressornoy stupeni. [Verification of the mathematical model of the transonic axial compressor stage]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJEHRN. (In Russ.).
32. Золотухин Антон Сергеевич, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-

Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург; инженер-конструктор 3-й категории сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Адрес для переписки: zolotuhinant@yandex.ru

МАРЕНИНА Любовь Николаевна, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5842-1771

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Адрес для переписки: marenina_ln@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович, доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6030-5685

AuthorID (РИНЦ): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Адрес для переписки: A_drozdi@mail.ru

ЯБЛОКОВ Алексей Михайлович, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 2695-2962

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ORCID: 0000-0001-7842-9614

ResearcherID: M-7787-2018

Адрес для переписки: yablokovaleksey@mail.ru

НИКИФОРОВ Александр Георгиевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механизации Смоленской государственной сельскохозяйственной академии, г. Смоленск.

SPIN-код: 9236-5572

AuthorID (РИНЦ): 812960

AuthorID (SCOPUS): 57199225782

Адрес для переписки: nikiforof@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 14.03.2025; одобрена после рецензирования 04.09.2025; принята к публикации 26.09.2025.

ZOLOTUKHIN Anton Sergeevich, Postgraduate of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg; CFD Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC "Power Machines", Saint Petersburg.

SPIN-code: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Correspondence address: zolotuhinant@yandex.ru

MARENINA Lyubov Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5842-1771

AuthorID (RSCI): 791131

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Correspondence address: marenina_ln@mail.ru

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6030-5685

AuthorID (RSCI): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Correspondence address: A_drozdi@mail.ru

YABLOKOV Aleksey Mikhailovich, Senior Lecturer of the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 2695-2962

ORCID: 0000-0001-7842-9614

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ResearcherID: M-7787-2018

Correspondence address: yablokovaleksey@mail.ru

NIKIFOROV Aleksandr Georgiyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Mechanization Department, Smolensk State Agricultural Academy, Smolensk.

SPIN-code: 9236-5572

AuthorID (RSCI): 812960

AuthorID (SCOPUS): 57199225782

Correspondence address: nikiforof@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 14.03.2025; approved after reviewing 04.09.2025; accepted for publication 26.09.2025.