УДК 621.45.037, 621.45.015 EDN RTGTEL

Алгоритм автоматизированного подбора количества и параметров ступеней осевого компрессора

© А.К. Минин-Катанов, Д.А. Боровиков, И.В. Алпатов

Московский авиационный институт, Москва, 125993, Российская Федерация

В современных условиях перехода к детальному проектированию осевых компрессоров с помощью методов вычислительной газодинамики и многопараметрической оптимизации формирование достоверного начального приближения проточной части становится критически важным этапом. Традиционные одномерные методики отличаются высокой трудоемкостью из-за необходимости ручного итеративного согласования взаимозависимых эмпирических коэффициентов. В связи с этим предложен алгоритм автоматизированного подбора количества ступеней и распределения нагрузок по тракту, основанный на адаптивном варьировании коэффициента затрачиваемой работы и КПД ступеней до выполнения условий интегрального согласования по суммарной работе ступеней и степени повышения полного давления между компрессором в целом и его ступенями. Разработанный программный модуль формирует исходные данные для последующей оптимизации профилей и термогазодинамического расчета двигателя, замыкая цикл оптимизации с учетом критериев силовой установки. Проведено параметрическое исследование в следующих диапазонах: массовый расход воздуха – 10…150 кг/с; частота вращения ротора – 1000…25 000 об/мин; степень повышения полного давления 2–15. Получены зависимости числа ступеней от расхода воздуха и частоты вращения ротора, а также определены границы устойчивой сходимости алгоритма. Вычислительная эффективность алгоритма обеспечивает его интеграцию в автоматизированные процедуры предварительного проектирования. Результаты можно использовать для ускорения предварительного проектирования компрессоров авиационных двигателей с включением в итерационный цикл оптимизации и согласования с двигателем.

Ключевые слова: *осевой компрессор, предварительное проектирование, автоматизированный подбор параметров ступеней, согласование работы ступеней, параметрическое исследование, начальное приближение профиля*

Введение. Эффективность газотурбинных двигателей (ГТД), применяемых в авиации и энергетике, напрямую влияет на экономические показатели их эксплуатации. В условиях ужесточения экологических норм, роста требований к топливной экономичности и высокой конкуренции на рынке производители вынуждены постоянно разрабатывать новые модели двигателей, а не ограничиваться модернизацией существующих. В частности, согласно работе [1], к двигателям нового поколения предъявляются следующие требования: степень повышения полного давления компрессора должна составлять 26–28 при увеличении КПД на 2…3 %; температура газа перед турбиной — 1950…2000K; степень двухконтурности — 0,3–0,6. Также отмечается актуальность применения адаптивных двигателей, способных изменять параметры в соответствии с текущими эксплуатационными условиями. В статье [2]

на примере развития двигателей гражданской авиации показана эволюция параметров цикла, а также рассмотрены перспективные направления повышения эффективности компрессоров для высокоскоростных летательных аппаратов (ЛА). Ключевым узлом, определяющим параметры эффективность силовой установки в целом, является осевой компрессор [3]. Для каждого нового семейства ГТД требуется создавать оригинальную конструкцию компрессора, оптимизированную под конкретные условия эксплуатации. Проектирование осевых компрессоров представляет собой сложную задачу из-за сильной взаимосвязи газодинамических параметров и характеристик ступеней.

Для удовлетворения указанных требований на этапе проектирования применяют методы математической оптимизации геометрии. Современная оптимизационная задача заключается в поиске оптимальной трехмерной формы лопатки рабочего колеса или направляющего аппарата (профилей, скоса и изгиба, угла установки), обеспечивающей максимум или минимум целевых функций при заданных ограничениях. Как правило, задача оптимизации решается путем итерационного получения поля течения с помощью вычислительной газодинамики (CFD) [4]. Для поиска экстремума используются как градиентные алгоритмы на основе сопряженных (adjoint) уравнений [5], так и метамодельные — на базе эволюционной оптимизации [6]. Однако успешная реализация данных вычислительных процедур критически зависит от качества заданного начального приближения.

Высокая размерность пространства проектирования делает прямой поиск трехмерной геометрии вычислительно неэффективным без предварительного сужения области допустимых решений. Кроме того, широко применяемые градиентные методы являются локальными оптимизаторами: запуск алгоритма без физически обоснованной стартовой геометрии с высокой вероятностью приведет к попаданию в субоптимальный локальный минимум или к расходимости решения из-за срывных течений в исходной конфигурации. Следовательно, этап генерации начального приближения выступает не просто вспомогательным, а обязательным звеном, которое задает физически корректный вектор поиска [7] и делает саму задачу оптимизации трехмерной геометрии конструктивно разрешимой.

В настоящее время ведутся исследовательские работы, направленные на совершенствование методик предварительного проектирования осевого компрессора, например, в статье [8] предлагается новый подход к выбору числа ступеней и распределению нагрузки в проточной части лопаточных машин ГТД, базирующийся на введенном авторами понятии «идеального давления». Суть методики заключается в строгом математическом доказательстве того, что максимальный КПД многоступенчатого компрессора или турбины достигается только при условии равенства коэффициентов восстановления полного давления по

всем ступеням: $\sigma_i = \text{const}$. Практическая реализация этого критерия осуществляется путем целенаправленного подбора параметров ступеней на аппроксимированной диаграмме Смита, что, как подтверждено примером расчета компрессора низкого давления (КНД) турбореактивного двигателя, позволяет научно обоснованно снижать количество ступеней (с трех до двух) без потери общего КПД, а зачастую и с его локальным приростом за счет выравнивания аэродинамических потерь.

Работа [9], углубляющая подход в сторону детального профилирования, посвящена выбору углов атаки лопаточных венцов с учетом работы на нерасчетных режимах. Предложен дифференцированный метод: для того чтобы обеспечить запас устойчивости, первые и последние ступени рассчитываются на номинальный режим (по Хауэллу), а промежуточные — на оптимальный (максимум КПД), что обусловлено резким изменением углов атаки в крайних ступенях на переходных режимах в отличие от стабильных промежуточных. На основе этого выведены новые аналитические зависимости, позволяющие напрямую определять углы атаки и густоту решеток, не задавая предварительно кривизну профиля. Это позволяет формировать физически корректное начальное приближение геометрии для последующего проектирования. Применение рассмотренных методик существенно сокращает число последующих итераций при проведении оптимизации геометрии.

Цель данной работы — разработка алгоритма автоматизированного подбора количества и параметров ступеней осевого компрессора, обеспечивающего формирование достоверного начального приближения для последующей CFD-оптимизации с учетом критериев силовой установки и итерационного пересогласования.

Методика исследования. Разработанный алгоритм формирования начального приближения геометрии проточной части осевых компрессоров был реализован на языке программирования Python. Для оценки эффективности методики выполнялось параметрическое исследование с оценкой распределения параметров, успешности завершения алгоритма и затрат машинного времени.

На первом этапе проектирования компрессора вычисляются величина затрачиваемой работы, его диаметры на входе и выходе, окружная скорость на периферии на входе и выходе, а также другие параметры. После этого необходимо распределить найденную затрачиваемую работу компрессором по его ступеням, а также распределить степень повышения полного давления компрессора по его ступеням так, чтобы полученные величины удовлетворяли заданной точности в соответствии со следующими выражениями:

$$\Delta L = \frac{L_k - \sum_{i=0}^{n-1} L_i}{\sum_{i=0}^{n-1} L_i} \cdot 100\,\% < \delta_{\text{ст}};$$
$$\Delta \pi_k^* = \frac{\pi_k^* - \prod_{i=0}^{n-1} \pi_{k_i}^*}{\prod_{i=0}^{n-1} \pi_{k_i}^*} \cdot 100\,\% < \delta_{\text{ст}}. \quad (1)$$

Здесь ΔL — расхождение между суммой работ на ступенях и работой компрессора, Дж/кг; L_k — затрачиваемая удельная работа компрессора, Дж/кг; L_i — затрачиваемая удельная работа на i-й ступени компрессора, Дж/кг; $\delta_{\text{ст}}$ — допустимая погрешность повышения полного давления в компрессоре, $\delta_{\text{ст}} = 1\,\%$; $\Delta \pi_k^*$ — величина расхождения произведения степени повышения полного давления на ступенях компрессора и степени повышения его полного давления; π_k^* — степень повышения полного давления в компрессоре; $\pi_{k_i}^*$ — степень повышения полного давления в i-й ступени; n — количество ступеней в компрессоре.

Количество ступеней компрессора определяется итерационным варьированием коэффициента затрачиваемой работы и КПД ступеней [10, 11] в пределах физически обоснованных диапазонов [12]. Центральные ступени характеризуются наибольшим запасом газодинамической устойчивости, что допускает применение повышенных значений коэффициента нагружения и КПД. Во входных ступенях снижение допустимой удельной работы обусловлено ограничениями по относительному числу Маха на периферии рабочего колеса, связанными с низкой статической температурой и высокой окружной скоростью. На нерасчетных режимах (при снижении приведенной частоты вращения) первые ступени испытывают рост углов атаки и снижение запаса устойчивости, в связи с чем требуется консервативный выбор расчетной нагрузки на начальном этапе проектирования. На основе обобщения данных по осевым компрессорам сформированы эмпирические зависимости допустимых границ коэффициента затрачиваемой работы и КПД от порядкового номера ступени. Полученные корреляции используются алгоритмом для поиска распределения параметров проточной части.

Пусть $n \in \mathbb{N}$ — количество ступеней компрессора, которое ограничено отрезком $1 \le n \le 20$. Ограничение в 20 ступеней введено исходя из конструктивной нецелесообразности создания компрессоров

с бóльшим количеством ступеней. Тогда коэффициент затрачиваемой работы $\overline{L}_{i_{\min}}$ и $\overline{L}_{i_{\max}}$ можно представить таким образом:

$$\left(\overline{L}_{i_{\min}}; \overline{L}_{i_{\max}}\right)_{i=1}^{n} = \begin{cases} \left((0{,}16; 0{,}25)\right), \; n = 1; \\ \left((0{,}16; 0{,}17), (0{,}23; 0{,}26)\right), \; n = 2; \\ \left(f_{\overline{L}\min}^{(n)}(i), f_{\overline{L}\max}^{(n)}(i)\right)_{i=1}^{n}, \; 3 \le n \le 20. \end{cases} \tag{2}$$

Здесь функции $f_{\min}^{(n)}(i)$ и $f_{\max}^{(n)}(i)$ — кусочно-кубические эрмитовы интерполяционные полиномы [13–15], построенные с помощью алгоритма Фрича — Карлсона, который в данной работе будет помечен оператором $\mathrm{PCHIP}\left(x_j, y_j\right)$, где x_j, y_j — входные интерполируемые данные алгоритма, и $j \in \mathbb{N}$, $j \ge 2$.

Следовательно, минимальный кусочно-кубический эрмитов полином будет иметь вид

$$f_{\overline{L}\min}^{(n)}(i) = \begin{cases} \mathrm{PCHIP}\left(\left(1; x_p; n\right), (0{,}18; 0{,}25; 0{,}21)\right), 3 \le n \le 10; \\ \mathrm{PCHIP}\left(\left(1; x_p; n\right), (0{,}20; 0{,}28; 0{,}21)\right), 11 \le n \le 20, \end{cases} \tag{3}$$

где x_p — номер ступени с пиковым значением коэффициента затрачиваемой работы, который вычисляется следующим образом:

$$x_p = \max\left(2, \min\left(n - 1{,}1 + \mathrm{round}\left(0{,}4\left(n-1\right)\right)\right)\right). \tag{4}$$

Здесь round — оператор округления до ближайшего целого числа; max — оператор нахождения максимального значения; min — оператор нахождения минимального значения.

Максимальные значения коэффициента затрачиваемой работы будут определяться системой

$$f_{\overline{L}\max}^{(n)}(i) = \begin{cases} \mathrm{PCHIP}\left(\left(1; x_p; n\right), (0{,}25; 0{,}32; 0{,}30)\right), 3 \le n \le 10; \\ \mathrm{PCHIP}\left(\left(1; x_p; n\right), (0{,}26; 0{,}36; 0{,}22)\right), 11 \le n \le 20. \end{cases} \tag{5}$$

Аналогично формируются границы для КПД ступеней, при этом пиковое значение x_p определяется по формуле (4):

$$\left(\eta_{i_{\min}};\eta_{i_{\max}}\right)_{i=1}^{n}=\begin{cases}\left((0,80;0,92)\right), n=1;\\ \left((0,80;0,90),(0,82;0,92)\right), n=2;\\ \left(f_{\eta_{\min}}^{(n)}(i),f_{\eta_{\max}}^{(n)}(i)\right)_{i=1}^{n}, 3\le n\le 20;\end{cases}$$

$$f_{\eta_{\min}}^{(n)}(i)=\begin{cases}\mathrm{PCHIP}\left(\left(1;x_p;n\right),(0,81;0,84;0,80)\right), 3\le n\le 10;\\ \mathrm{PCHIP}\left(\left(1;x_p;n\right),(0,81;0,85;0,80)\right), 11\le n\le 20;\end{cases} \quad (6)$$

$$f_{\eta_{\max}}^{(n)}(i)=\begin{cases}\mathrm{PCHIP}\left(\left(1;x_p;n\right),(0,87;0,92;0,86)\right), 3\le n\le 10;\\ \mathrm{PCHIP}\left(\left(1;x_p;n\right),(0,89;0,93;0,89)\right), 11\le n\le 20.\end{cases}$$

Обобщенные распределения коэффициента затрачиваемой работы и КПД, полученные путем усреднения данных для диапазона $3\le n\le 20$ (без учета первых двух ступеней) с использованием нормированной шкалы, представлены на рис. 1 и 2. Полученный характер изменения параметров по длине компрессора качественно согласуется с рекомендациями из работ [10, 11].

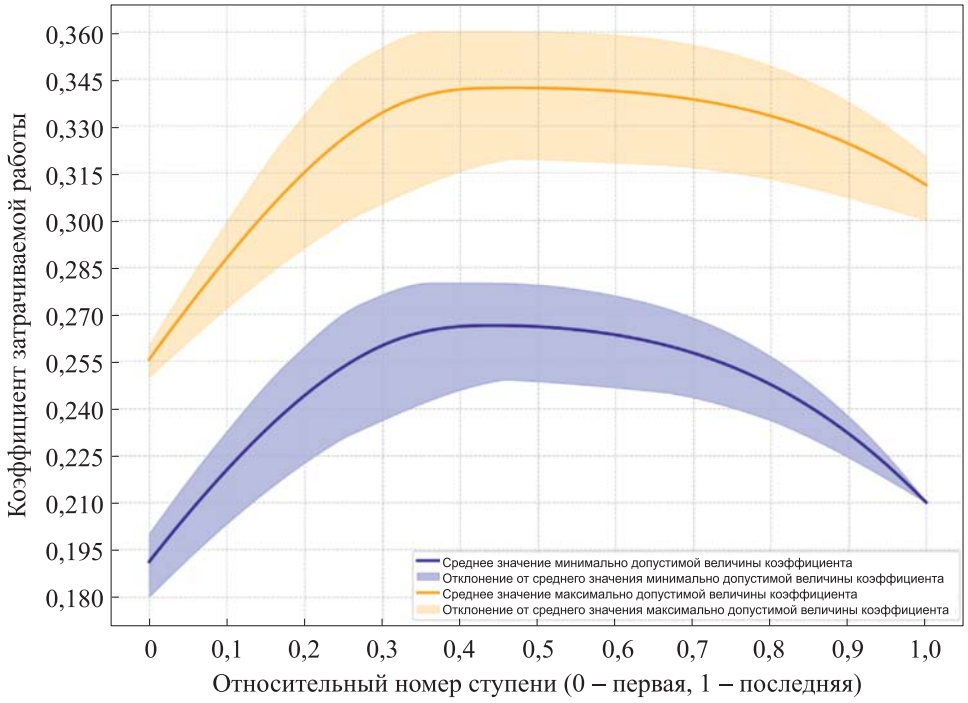


Рис. 1. Усредненный диапазон распределения коэффициента затрачиваемой работы по ступеням

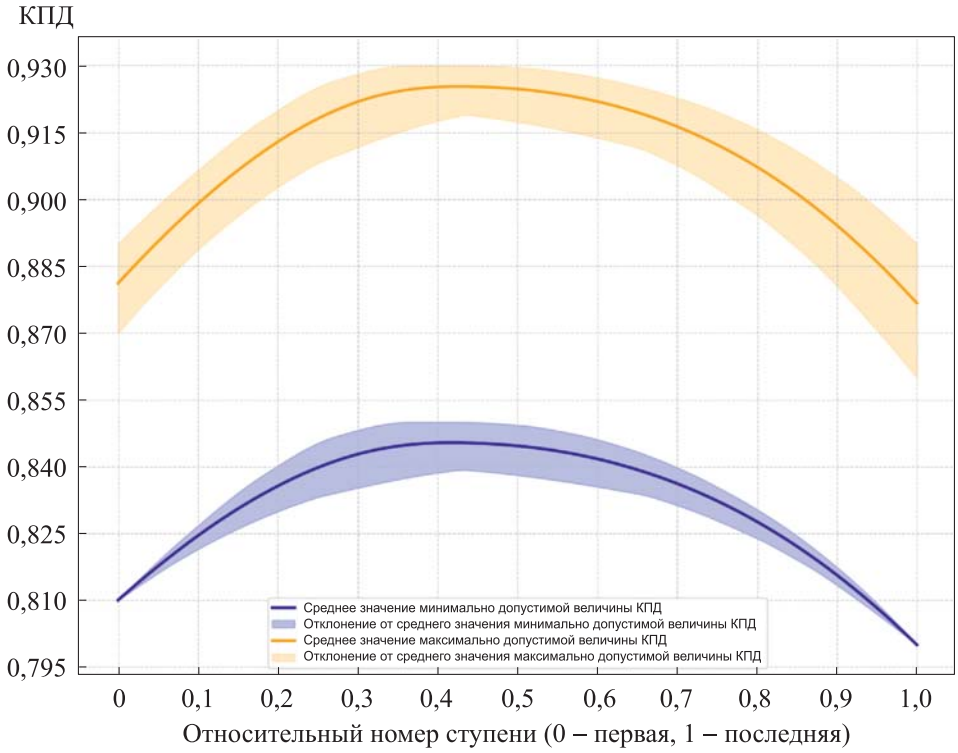


Рис. 2. Усредненный диапазон распределения КПД по ступеням

Расчет газодинамических параметров по ступеням компрессора выполняется на основе системы уравнений одномерной теории осевых компрессоров [10, 11]:

$$i = 0 \ldots n-1;$$

$$D_{\text{К}_{\text{вх}_i}} = \begin{cases} D_{\text{К}_{\text{вх}}}, \text{ если } n=1; \\ D_{\text{К}_{\text{вх}}} - i\left(\dfrac{D_{\text{К}_{\text{вх}}} - D_{\text{К}_{\text{вых}}}}{n-1}\right), \text{ если } n>1; \end{cases}$$

$$U_{\text{К}_{\text{вх}_i}} = \begin{cases} U_{\text{К}_{\text{вх}}}, \text{ если } D_{\text{К}} = \text{const}; \\ U_{\text{К}_{\text{вх}}} \dfrac{D_{\text{К}_{\text{вх}_i}}}{D_{\text{К}_{\text{вых}}}}, \text{ если } D_{\text{ср}} = \text{const или } D_{\text{вт}} = \text{const}; \end{cases}$$

$$L_i = \bar{L}_i U^2_{\text{К}_{\text{вх}_i}};$$

$$T^*_{\text{вх}_0} = T^*_{\text{Квх}}; \qquad (7)$$

$$T^*_{\text{вх}_{i+1}} = T^*_{\text{вх}_i} + L_i \frac{(k-1)R}{k};$$

$$\pi^*_{k_i} = \left(L_i \eta_i \frac{(k-1)RT_{\text{вх}_i}}{k} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$\Delta L = \frac{L_k - \sum_{i=0}^{n-1} L_i}{\sum_{i=0}^{n-1} L_i} \cdot 100\ \%;$$

$$\Delta \pi^*_k = \frac{\pi^*_k - \prod_{i=0}^{n-1} \pi^*_{k_i}}{\prod_{i=0}^{n-1} \pi^*_{k_i}} \cdot 100\ \%.$$

Здесь $D_{\text{К}_{\text{вх}}}$ — диаметр корпуса на входе в компрессор, м; $D_{\text{К}_{\text{вых}}}$ — диаметр корпуса на выходе из компрессора, м; $D_{\text{К}_{\text{вх}_i}}$ — диаметр корпуса на входе в i-ю ступень, м; $U_{\text{К}_{\text{вх}}}$ — окружная скорость на входе в компрессор, м/с; $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр проточной части; $D_{\text{вт}}$ — диаметр втулки; $U_{\text{К}_{\text{вх}_i}}$ — окружная скорость на входе в i-ю ступень, м/с; $\overline{L}_i$ — коэффициент затрачиваемой работы, выбранный для i-й ступени; $T^*_{\text{К}_{\text{вх}}}$ — полная температура на входе в компрессор, К; $T^*_{\text{вх}_i}$ — полная температура на входе в i-ю ступень, К; η_i — КПД i-й ступени, выбранной на данной итерации; k — показатель адиабаты; R — универсальная газовая постоянная.

Если полученный результат подбора параметров по формуле (7) не удовлетворяет условию (1), требуется корректировка величины коэффициента затрачиваемой работы и КПД ступени. Отсутствие формализованной процедуры поиска оптимального набора параметров существенно увеличивает трудоемкость и субъективность этапа предварительного проектирования.

Для того чтобы обеспечить сходимость решения и минимизацию вычислительных затрат, предлагается автоматизированный алгоритм определения оптимального количества ступеней в компрессоре. Блок-схема этого алгоритма приведена на рис. 3.

В блоке 1 алгоритма определяется предварительное количество ступеней компрессора. Оценка проводится в предположении, что каждая ступень обеспечивает одинаковое повышение полного давления (принятое равным 1,4) согласно формуле

$$n = \log_{1,4} \pi^*_k. \qquad (8)$$

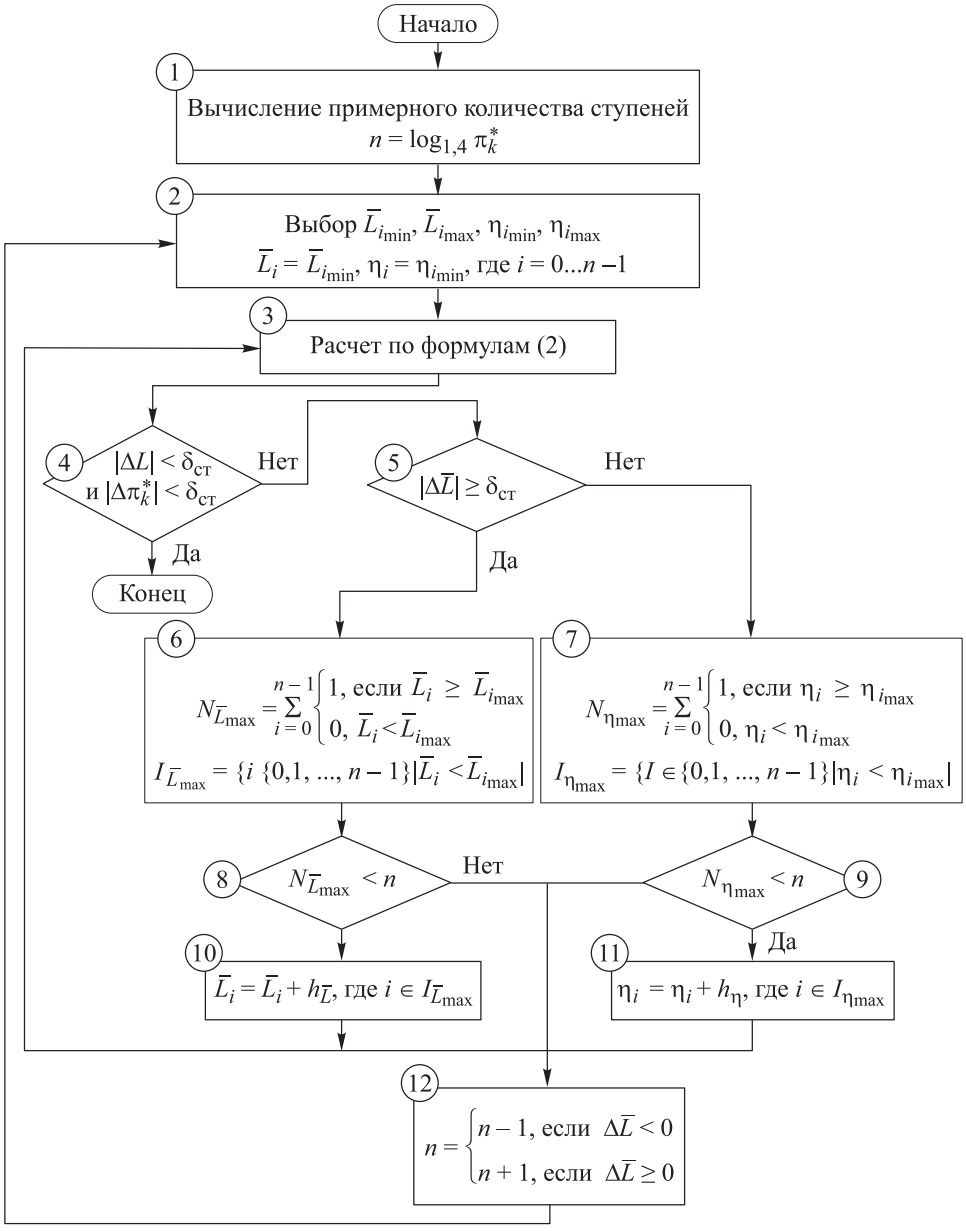


Рис. 3. Блок-схема автоматизированного алгоритма нахождения оптимального количества ступеней

Выбор данного значения обоснован серией тестовых расчетов с различными начальными приближениями. Как продемонстрировано на рис. 4, при задании начальной степени повышения полного давления в диапазоне 1,3–1,4 алгоритм сходится за наименьшее среднее время, что существенно сокращает общие вычислительные затраты.

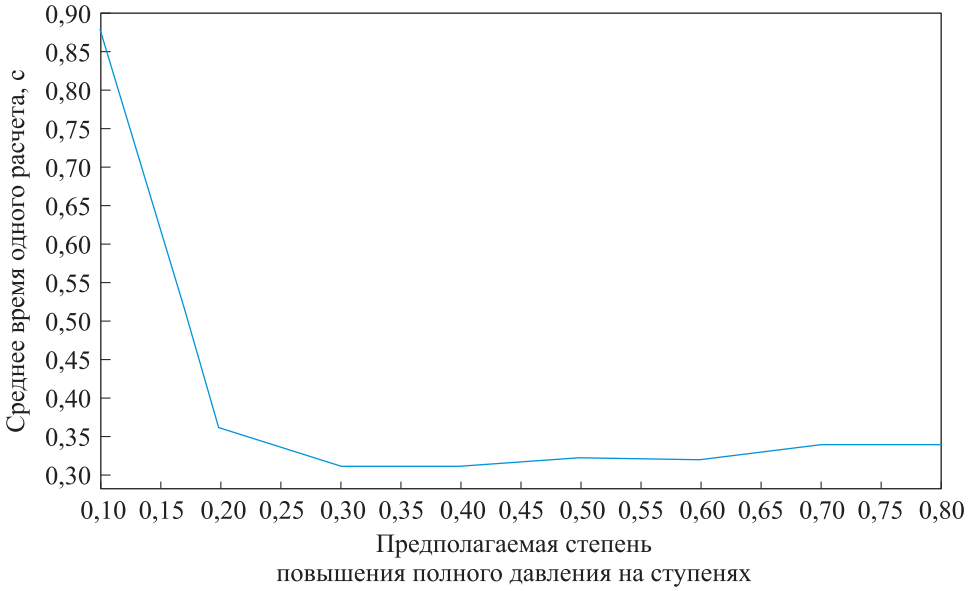


Рис. 4. Зависимость среднего времени расчета от установленной предполагаемой величины степени повышения полного давления на ступенях

В блоке 2 на основе известного числа ступеней для каждой *i*-й ступени определяются границы допустимых значений. Согласно зависимостям, приведенным на рис. 1 и 2, задаются минимальные и максимальные значения коэффициента затрачиваемой работы ($\overline{L}_{i_{\min}}, \overline{L}_{i_{\max}}$) и КПД ($\eta_{i_{\min}}, \eta_{i_{\max}}$). В качестве начального приближения в данном блоке принимаются минимальные допустимые значения $\overline{L}_i = \overline{L}_{i_{\min}}$ и $\eta_i = \eta_{i_{\min}}$.

В блоке 3 рассчитываются параметры ступеней по системе уравнений (7) и определяются относительные погрешности согласования суммарной работы и степени повышения полного давления компрессора с интегральными значениями, полученными на этапе предварительного расчета.

В блоке 4 оценивается достижение допустимой погрешности. Если условия сходимости не выполнены, алгоритм переходит к блоку 5 для итерационной корректировки распределения нагрузок по тракту.

Процедура корректировки рассогласования суммарной работы реализована следующим образом. В блоке 6 выявляются ступени, на которых коэффициент $\overline{L}_i$ достиг максимального значения. Далее в блоке 8 проверяется, достигнуто ли это максимальное значение абсолютно на всех ступенях компрессора. Если да, то управление передается блоку 12, где происходит корректировка количества ступеней. Данная операция допустима только при выполнении ограничения $1 \le n \le 20$, а при нарушении этого условия алгоритм завершается

сообщением о невозможности обеспечения заданных параметров. В случае успешного изменения числа ступеней процесс возвращается к блоку 2. Если в блоке 8 установлено, что не все ступени достигли предела, происходит переход к блоку 10. В нем параметр $\bar{L}_i$ увеличивается на заданный шаг $h_{\bar{L}} = 0,001$ для тех ступеней, индексы которых принадлежат множеству $I_{\bar{L}_{\max}}$, сформированному в блоке 6.

Итерационный процесс в блоке 5 продолжается до достижения условия $\Delta L < \delta_{\text{ст}}$, что свидетельствует о сходимости алгоритма по параметру работы ступеней. Получение данного результата служит сигналом для перехода к следующему этапу — корректировке КПД на ступенях в блоках 7, 9, 11. Если на любом этапе нарушается ограничение $1 \le n \le 20$, алгоритм завершается, так как решение для заданных параметров компрессора отсутствует. Сама процедура подбора КПД полностью аналогична процессу для коэффициента затрачиваемой работы и выполняется с заданным шагом, по умолчанию шаг $h_{\eta} = 0,001$.

По завершении алгоритма выполняется проверка полученных параметров: степень повышения полного давления ни на одной из ступеней не превышает предельного значения 1,8. В случае превышения этого лимита алгоритм завершается с предупреждением. Данное ограничение обусловлено тем, что для заданного сочетания расхода и частоты вращения решение не может быть найдено из-за конструктивных ограничений по пределу прочности конструкции ступени.

Результаты параметрического исследования. Для демонстрации работы алгоритма автоматизированного подбора параметров проведено параметрическое исследование модельных конфигураций КНД и компрессора высокого давления (КВД) с проточной частью типа $D_{\text{К}} = \text{const}$. Входные параметры для данных расчетных случаев определялись по следующим формулам:

$$L_k = \frac{k}{k-1} R T^*_{\text{К}_{\text{вх}}} \frac{1}{\eta_k} \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$$

$$T^*_{\text{К}_{\text{вых}}} = T^*_{\text{К}_{\text{вх}}} + L_k \frac{R(k-1)}{k};$$

$$p^*_{\text{К}_{\text{вых}}} = p^*_{\text{К}_{\text{вх}}} \pi^*_k;$$

$$F_{\text{К}_{\text{вых}}} = G \frac{\sqrt{T^*_{\text{К}_{\text{вых}}}}}{S_{\text{в}} p^*_{\text{К}_{\text{вых}}} q(\lambda_{\text{вых}}) \text{К}_G}; \qquad (9)$$

$$n_p = \log_{\frac{T^*_{\text{К}_{\text{вых}}}}{T^*_{\text{К}_{\text{вх}}}}} \pi^*_k \frac{1}{\log_{\frac{T^*_{\text{К}_{\text{вых}}}}{T^*_{\text{К}_{\text{вх}}}}} -1};$$

$$\overline{F}_{\text{К}} = \pi^{*\frac{n_p+1}{2n_p}}_k \frac{q\left(\lambda_{\text{вых}}\right)}{q\left(\lambda_{\text{вх}}\right)};$$

$$F_{\text{К}_{\text{вх}}} = F_{\text{К}_{\text{вых}}} \overline{F}_{\text{К}}.$$

Здесь $T^*_{\text{К}_{\text{вх}}}$ — полная температура на входе в компрессор, К; $T^*_{\text{К}_{\text{вых}}}$ — полная температура на выходе из компрессора, К; $p^*_{\text{К}_{\text{вых}}}$ — полное давление на выходе из компрессора, Па; $p^*_{\text{К}_{\text{вх}}}$ — полное давление на входе в компрессор, Па; $F_{\text{К}_{\text{вых}}}$ — площадь проточной части на выходе из компрессора, м^2; G — расход воздуха через компрессор, кг/с; $S_{\text{в}}$ — газодинамическая константа, $S_{\text{в}} = 0,0404$; $q\left(\lambda_{\text{вых}}\right)$ — газодинамическая функция расхода воздуха, ($\lambda_{\text{вых}}$ — приведенная скорость на выходе из компрессора); К_G — коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей по высоте проточной части; n_p — показатель политропы; $\overline{F}_{\text{К}}$ — отношение площади на входе в компрессор к площади на выходе из него; $q\left(\lambda_{\text{вх}}\right)$ — газодинамическая функция расхода воздуха ($\lambda_{\text{вх}}$ — приведенная скорость на входе в компрессор); $F_{\text{К}_{\text{вх}}}$ — площадь проточной части на входе в компрессор, м^2; η_k — выбранный КПД компрессора.

Для проточной части с типом корпуса $D_{\text{К}} = \text{const}$ диаметры корпуса компрессора будут рассчитываться по формулам:

$$\overline{d}_{\text{вх}} = \sqrt{1 - \overline{F}_{\text{К}}\left(1 - \overline{d}^2_{\text{вых}}\right)};$$

$$D_{\text{К}_{\text{вх}}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{К}_{\text{вх}}}}{\pi\left(1 - \overline{d}^2_{\text{вх}}\right)}}; \qquad (10)$$

$$D_{\text{К}_{\text{вых}}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{К}_{\text{вых}}}}{\pi\left(1 - \overline{d}^2_{\text{вых}}\right)}}.$$

Окружная скорость на периферии рабочего колеса на входе в компрессор определяется как произведение

$$U_{\text{К}_{\text{вх}}} = \pi D_{\text{К}_{\text{вх}}} n_k \frac{1}{60}, \tag{11}$$

где n_k — частота вращения вала компрессора, об/мин.

Алгоритм реализован на языке программирования Python в составе программного комплекса для предварительного проектирования осевых компрессоров, расчеты выполнены на электронной вычислительной машине с частотой процессора 3,79 ГГц, с 12 физическими ядрами процессора, 24 логическими ядрами процессора и оперативной памятью 32 Гбайт.

Для модельных конфигураций КНД и КВД постоянные входные параметры, используемые в параметрическом исследовании, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Постоянные входные параметры модельных конфигураций компрессоров

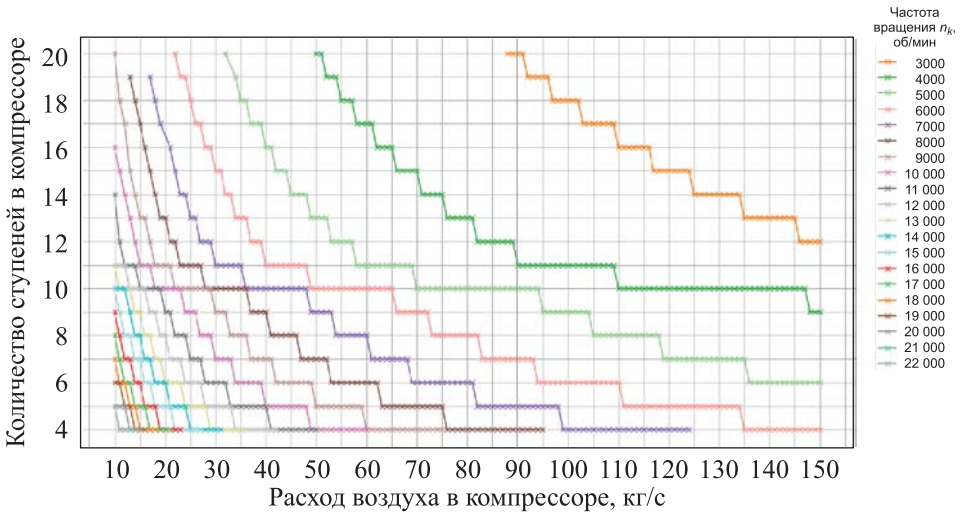
Входной параметр	Значения параметров конфигураций компрессоров	
	КНД	КВД
$T^*_{\text{К}_{\text{вх}}}$, К	273	450
$p^*_{\text{К}_{\text{вх}}}$, Па	101325	401325
$\lambda_{\text{вх}}$	0,4	0,4
$\lambda_{\text{вых}}$	0,2	0,2
К_G	0,97	0,97
$\overline{d}_{\text{вых}}$	0,86	0,86
η_k	0,862	0,862

Серии расчетов для компрессоров обоих типов выполнены при параметрах, указанных в табл. 2. На рис. 5 представлены характеристики только для степени повышения полного давления $\pi^*_k = 6$, поскольку изменение π^*_k в исследуемом диапазоне приводит не к качественному изменению зависимостей, а лишь к их смещению по расходу воздуха. Распределение времени выполнения расчетов отображено на гистограммах (рис. 6), сводные данные приведены в табл. 3, а количество случаев с неудовлетворительным результатом расчета представлено в табл. 4.

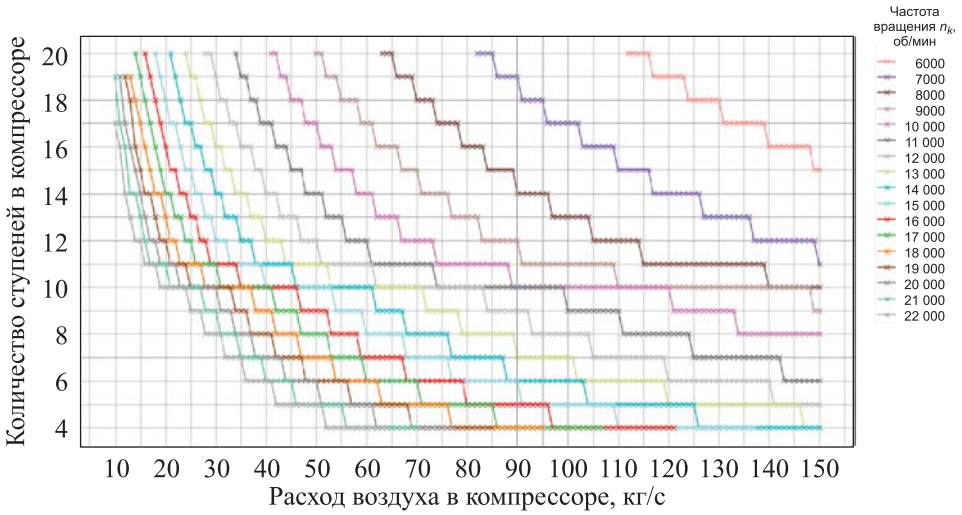
Таблица 2

Диапазоны варьирования входных параметров параметрического исследования

Параметр, размерность	Значение параметра		Шаг
	min	max	
n_k, об/мин	1000	25000	1000
G, кг/с	10	150	1
π_k^*	2	15	1

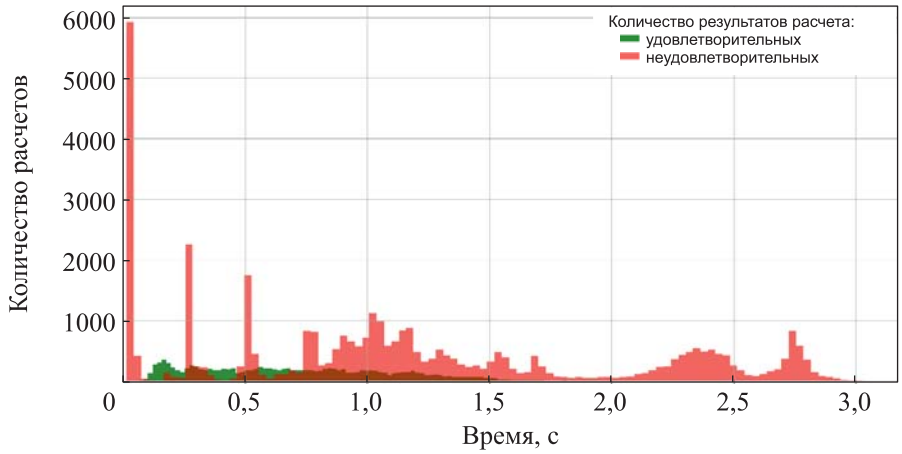


а

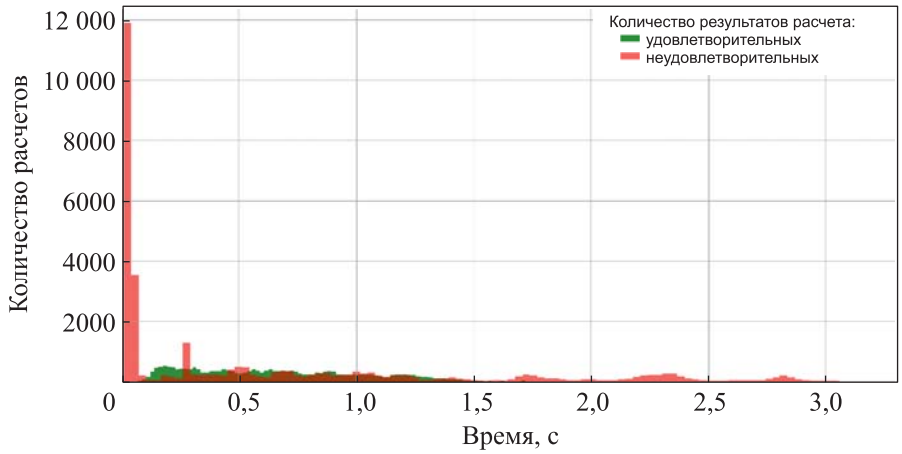


б

Рис. 5. Зависимость количества ступеней КНД (*а*) и КВД (*б*) от расхода воздуха и частоты вращения



а



б

Рис. 6. Статистика времени расчетов КНД (*а*) и КВД (*б*)

Таблица 3

Статистика результатов серии расчетов модельных КНД и КВД

Тип компрессора	Суммарное время, с		Процентное соотношение, %		Среднее арифметическое время одного расчета, с	Общее количество расчетов
	Неудовлетворительный результат	Удовлетворительный результат	Неудовлетворительный результат	Удовлетворительный результат		
КНД	42 423	8308	75,7	24,3	1,03	49 350
КВД	15 674	13 219	58,7	41,3	0,59	49 350

Таблица 4

Распределение причин отсутствия сходимости алгоритма

Тип компрессора	Превышение лимита итераций, %	Нарушение условия		Превышение порога полного давления
		$n<1$, %	$n>20$, %	$\pi^*_{k_i}>1,8$, %
КНД	40,1	21,4	21,5	17,0
КВД	18,2	4,6	65,9	11,3

Значительная доля случаев отсутствия сходимости обусловлена тем, что для определенных сочетаний входных параметров не существует физически реализуемого решения. Например, при низкой частоте вращения или малом расходе воздуха требуется более 20 ступеней, а при высокой частоте вращения и большом расходе воздуха степень повышения полного давления на ступени превышает установленный предел 1,8. Такие результаты свидетельствуют не о некорректности работы алгоритма, а о наличии жестких физических и конструктивных ограничений, определяющих область допустимых решений. В условиях ручного проектирования подобные области зачастую остаются неидентифицированными из-за трудоемкости перебора параметров. Проведение автоматизированного параметрического исследования позволяет сформировать карту работоспособности компрессора, определив области гарантированной сходимости алгоритма и исключив из дальнейшего анализа заведомо некорректные режимы.

Детальный анализ причин отсутствия сходимости алгоритма представлен в табл. 4, где классифицированы четыре основных типа причин: превышение лимита итераций, нарушение условия $n<1$, нарушение условия $n>20$, превышение предельного значения степени повышения давления на ступени $\pi^*_{k_i}>1,8$. Превышение лимита итераций свидетельствует о невозможности согласования интегральных параметров компрессора с характеристиками ступеней в пределах допустимых интервалов коэффициента затрачиваемой работы и КПД, заданных зависимостями, приведенными на рис. 1 и 2. Срабатывание ограничения $n<1$ указывает на то, что заданная степень повышения полного давления компрессора настолько мала, что даже одна ступень с минимально допустимым коэффициентом нагружения обеспечивает больший перепад, чем требуется по исходным данным. Превышение ограничения $n>20$ возникает в тех случаях, когда для обеспечения требуемого напора при заданных расходе и частоте вращения необходимо более 20 ступеней, что выходит за рамки конструктивно целесообразного диапазона. Наконец, превышение порога $\pi^*_{k_i}>1,8$ свидетельствует о том, что, несмотря на математическую

сходимость процесса, полученное решение нарушает конструктивные ограничения по прочности.

Для конфигурации КНД преобладающей причиной отсутствия сходимости выступает превышение лимита итераций, что свидетельствует о сужении области допустимых решений при жестких ограничениях на коэффициенты нагрузки и КПД ступеней. В конфигурации КВД доминируют случаи срабатывания ограничения на максимальное количество ступеней. Это обусловлено матрицей варьируемых параметров: значительная доля расчетных точек соответствует режимам малого массового расхода при сниженных частотах вращения, в связи с чем для обеспечения заданного напора требуется увеличение числа ступеней сверх установленного лимита.

Таким образом, зафиксированные алгоритмом неудовлетворительные результаты не являются программными ошибками, а служат индикаторами физической нереализуемости заданных параметров осевого компрессора.

На основании проведенного параметрического исследования сформулированы следующие выводы.

Во-первых, установлено, что алгоритм обеспечивает корректное определение количества ступеней компрессора. Выявлена физически обоснованная закономерность: необходимое количество ступеней снижается как при увеличении частоты вращения, так и при возрастании массового расхода воздуха. В обоих случаях определяющим фактором является увеличение удельной работы ступени, что обусловлено ростом окружной скорости (напрямую за счет возрастания числа оборотов или опосредованно, путем увеличения габаритных размеров проточной части при повышении пропускной способности).

Во-вторых, выявлена значительная доля случаев отсутствия сходимости алгоритма, обусловленная выходом за пределы физически реализуемых областей параметров. Это диктует необходимость реализации механизма автоматического определения рекомендуемых диапазонов варьирования входных данных.

В-третьих, обоснована необходимость уточнения эмпирических зависимостей, определяющих допустимые интервалы варьирования коэффициентов затрачиваемой работы и КПД, что особенно актуально при проектировании компрессоров низкого давления.

В-четвертых, подтверждена высокая вычислительная эффективность разработанного алгоритма, что обеспечивает его практическую применимость для оперативного многопараметрического анализа на этапе предварительного проектирования.

В-пятых, получены обобщенные зависимости, позволяющие на ранней стадии проектирования оперативно оценивать требуемое количество ступеней в функции от расхода воздуха и частоты вращения ротора.

Заключение. В рамках настоящего исследования разработан алгоритм автоматизированного подбора количества ступеней и распределения их параметров, предназначенный для формирования достоверного начального приближения проточной части осевого компрессора. Отличительной особенностью разработанного алгоритма является использование кубической монотонной интерполяции Фрича — Карлсона для аппроксимации зависимостей, учитывающих физические особенности преобразования энергии в осевых компрессорах. Проведено масштабное параметрическое исследование в широком диапазоне расходов (10…150 кг/с) и частот вращения (1000…25 000 об/мин), в ходе которого обосновано оптимальное начальное приближение для степени повышения полного давления ступени (1,3–1,4), обеспечивающее минимальное время сходимости алгоритма. Подтверждена устойчивость работы алгоритма при заданных конструктивных ограничениях: максимальном количестве ступеней (до 20) и предельном значении степени повышения давления на ступени (1,8). При этом алгоритм корректно диагностирует физическую нереализуемость заданных режимов. Высокая вычислительная эффективность (среднее время расчета около 0,81 с) позволяет использовать его для оперативного многопараметрического анализа на этапе предварительного проектирования.

Практическая значимость представленной работы заключается в том, что алгоритм интегрирован в общую методику проектирования и выступает звеном, формирующим основу для последующей детальной оптимизации трехмерной геометрии компрессора методами вычислительной газодинамики. Для дальнейшего совершенствования методики целесообразно внедрить автоматическое определение рекомендуемых диапазонов варьирования параметров компрессора и уточнить эмпирические зависимости, определяющие допустимые интервалы варьирования коэффициента затрачиваемой работы и КПД ступеней.

Работа выполнена в рамках государственного задания № FSFF-2026-0009.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Палкин В.А. Обзор работ в США и Европе по созданию авиационных комплексов нового поколения и двигателей для их силовых установок. *Авиационные двигатели*, 2021, № 1 (10), с. 57–76.

[2] Фаворский О.Н., Курзинер Р.И. Развитие воздушно-реактивных двигателей для авиации высоких скоростей полета — синтез достижений различных отраслей науки и техники. *Авиационные двигатели*, 2022, № 3 (16), с. 7–14.

[3] Фёдоров Р.М. *Характеристики осевых компрессоров*. Воронеж, ИПЦ «Научная книга», 2015, 220 с.

[4] Cozzi L. *Advanced CFD Modelling of Multi-Stage Axial Compressors*. *PhD thesis*. Florence, 2018, 154 p.

[5] Gramanzini J.-R. *Adjoint-based airfoil shape optimization in transonic flow. Master's thesis*. Rolla, 2015, 63 p.
[6] Ellbrant L. *Multi-objective CFD-based design method for axial compressors. PhD thesis*. Göteborg, 2014, 154 p.
[7] Anand N. *Progress in CFD-based automated design with application to unconventional turbomachines. PhD thesis*. Delft, 2021, 143 p.
[8] Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Оптимизация числа ступеней и распределения параметров в проточной части при проектировании компрессоров и турбин газотурбинных двигателей. *Изв. вузов. Авиационная техника*, 2019, № 2, с. 124–132.
[9] Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б., Ялалов Р.Ф. Выбор углов атаки при проектировании лопаточных венцов в составе компрессоров ГТД. *Вестник УГАТУ*, 2019, т. 23, № 3 (85), с. 62–71.
[10] Емин О.Н., Карасев В.Н., Ржавин Ю.А. *Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД*. Москва, Изд-во МАИ, 2003.
[11] Ахмедзянов Д.А., Козловская А.Б. Методика расчета и моделирование осевых компрессоров авиационных ГТД. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*, 2009, т. 13, № 1 (34), с. 9–19.
[12] Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин*. Москва, Машиностроение, 1986, 432 с.
[13] Fritsch F.N., Carlson R.E. Monotone Piecewise Cubic Interpolation. *SIAM Journal on Numerical Analysis*, 1980, vol. 17, no. 2, pp. 238–246.
[14] Fritsch F.N., Butland J. A Method for Constructing Local Monotone Piecewise Cubic Interpolants. *SIAM Journal on Scientific and Statistical Computing*, 1984, vol. 5, no. 2, pp. 300–304.
[15] Kahaner D., Moler C., Nash S. *Numerical Methods and Software*. Englewood Cliffs, Prentice Hall, 1989, 499 p.

Статья поступила в редакцию 10.03.2026

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Минин-Катанов А.К., Боровиков Д.А., Алпатов И.В. Алгоритм автоматизированного подбора количества и параметров ступеней осевого компрессора. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2026, вып. 10. EDN RTGTEL

Минин-Катанов Арсений Константинович — аспирант, Московский авиационный институт. e-mail: mininak@mai.ru

Боровиков Дмитрий Александрович — канд. техн. наук, ведущий инженер, доцент, Московский авиационный институт. e-mail: borovikovda@mai.ru

Алпатов Иван Владимирович — аспирант, Московский авиационный институт. e-mail: alpatoviv@mai.ru

Algorithm for Automated Selection of the Number and Axial Compressor Stages Parameters

© A.K. Minin-Katanov, D.A. Borovikov, I.V. Alpatov

Moscow Aviation Institute, Moscow, 125993, Russian Federation

In the current transition toward detailed design of axial compressors using computational fluid dynamics (CFD) and multi-parameter optimization techniques, the generation of a reliable initial approximation of the flow path is becoming a critically important stage. Traditional one-dimensional methods are highly labor-intensive due to the need for manual iterative matching of interdependent empirical coefficients. The paper proposes an algorithm for automated selection of the number of stages and distribution of loading along the path, based on adaptive variation of the stage work coefficient and the efficiency of the stages until the conditions of integral matching for the cumulative stage work and the total pressure ratio between the compressor as a whole and its stages are met. The developed software module generates initial data for subsequent optimization of profiles and thermogasdynamic performance analysis of the engine, closing the optimization cycle taking into account the powerplant-level criteria. A parametric study was carried out in the following ranges: air mass flow rate of 10–150 kg/s, rotor rotational speed of 1000–25000 rpm, total pressure ratio of 2–15. The dependencies of the number of stages on air mass flow rate and rotor rotational speed were obtained, and the algorithm's boundaries of stable convergence were determined. The algorithm's computational efficiency ensures its integration into automated preliminary design procedures. The results can be used to accelerate the preliminary design of aircraft engine compressors by integration into an iterative optimization cycle with engine-compressor matching.

Keywords: *axial compressor, preliminary design, automated stage parameter selection, stage matching, parametric study, blade profile initial approximation*

This work was carried out within the framework of state assignment No. FSFF-2026-0009

REFERENCES

[1] Palkin V.A. Obzor rabot v SShA i Evrope po sozdaniyu aviatsionnykh kompleksov novogo pokoleniya i dvigateley dlya ikh silovykh ustanovok [Review of works in the USA and Europe on the creation of new generation aviation complexes and aero engines for their propulsion systems]. *Aviatsionnye dvigateli — Aviation Engines*, 2021, no. 1 (10), pp. 57–76.

[2] Favorskiy O.N., Kurziner R.I. Razvitie vozdushno-reaktivnykh dvigateley dlya aviatsii vysokikh skorostey poleta – sintez dostizheniy razlichnykh otrasley nauki i tekhniki [Development of air-breathing engines for high-speed aviation by combining advances in various areas of science and engineering]. *Aviatsionnye dvigateli — Aviation Engines*, 2022, no. 3 (16), pp. 7–14.

[3] Fedorov R.M. *Kharakteristiki osevykh kompressorov* [Characteristics of axial compressors]. Voronezh, JSC IPTs “Nauchnaya Kniga”, 2015, 220 p.

[4] Cozzi L. *Advanced CFD Modelling of Multi-Stage Axial Compressors. PhD thesis*. Florence, 2018, 154 p.

[5] Gramanzini J.-R. *Adjoint-based airfoil shape optimization in transonic flow. Master’s thesis*. Rolla, 2015, 63 p.

[6] Ellbrant L. *Multi-objective CFD-based design method for axial compressors. PhD thesis*. Göteborg, 2014, 154 p.
[7] Anand N. *Progress in CFD-based automated design with application to unconventional turbomachines. PhD thesis*. Delft, 2021, 143 p.
[8] Krivosheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B. Optimizatsiya chisla stupeney i raspredeleniya parametrov v protochnoy chasti pri proektirovanii kompressorov i turbin gazoturbinnykh dvigateley [Optimization of the number of stages and distribution of parameters in the flow path when designing compressors and turbines of gas turbine engines]. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika — Russian Aeronautics*, 2019, no. 2, pp. 124–132.
[9] Krivosheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B., Yalalov R.F. Vybor uglov ataki pri proektirovanii lopatochnykh ventsov v sostave kompressorov GTD [Selection of angles of attack when designing blade rows as part of GTE compressors]. *Vestnik UGATU*, 2019, vol. 23, no. 3 (85), pp. 62–71.
[10] Emin O.N., Karasev V.N., Rzhavin Yu.A. *Vybor parametrov i gazodinamicheskiy raschet osevykh kompressorov i turbin aviatsionnykh GTD* [Selection of parameters and gas-dynamic calculation of axial compressors and turbines of aircraft gas turbine engines]. Moscow, MAI Publ., 2003, [XX p.].
[11] Akhmedzyanov D.A., Kozlovskaya A.B. Metodika rascheta i modelirovanie osevykh kompressorov aviatsionnykh GTD [Calculation methodology and modeling of axial compressors of aircraft gas turbine engines]. *Vestnik UGATU*, 2009, vol. 13, no. 1 (34), pp. 9–19.
[12] Kholschevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft blade machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 432 p.
[13] Fritsch F.N., Carlson R.E. Monotone Piecewise Cubic Interpolation. *SIAM Journal on Numerical Analysis*, 1980, vol. 17, no. 2, pp. 238–246.
[14] Fritsch F.N., Butland J. A Method for Constructing Local Monotone Piecewise Cubic Interpolants. *SIAM Journal on Scientific and Statistical Computing*, 1984, vol. 5, no. 2, pp. 300–304.
[15] Kahaner D., Moler C., Nash S. *Numerical Methods and Software*. Englewood Cliffs, Prentice Hall, 1989, 499 p.

Minin-Katanov A.K., Postgraduate Student, Moscow Aviation Institute.
e-mail: mininak@mai.ru

Borovikov D.A., Cand. Sc. (Eng.), Leading Engineer, Associate Professor, Moscow Aviation Institute. e-mail: borovikovda@mai.ru

Alpatov I.V., Postgraduate Student, Moscow Aviation Institute.
e-mail: alpatoviv@mai.ru