

Научная статья

УДК 621.452.3

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=186678>

EDN: <https://www.elibrary.ru/GAUILL>



Параметрическая трехмерная модель рабочего колеса центробежного компрессора малоразмерного газотурбинного двигателя

Максим Алексеевич Данилов¹, Павел Павлович Бесшапов²✉

^{1, 2} Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова,
Москва, Российская Федерация

¹ madanilov@ciam.ru

² ppbesshapov@ciam.ru ✉

Аннотация. Разработана автоматизированная трехмерная параметрическая модель рабочего колеса центробежного компрессора. Модель преобразует исходные данные для проектирования в необходимые для построения трехмерной модели лопасти рабочего колеса геометрические параметры, на основе которых в коммерческом программном коде формируется трехмерная твердотельная модель полноразмерной лопасти, сектора диска и рабочего колеса целиком.

Для повышения стабильности модель использует инструменты самодиагностики как на этапе формирования параметров твердотельной модели, так и при ее построении, автоматически корректируя их до приемлемых значений.

Модель применяется при конструкторско-технологической проработке, в газодинамических и прочностных расчетах, а также в системах многокритериальной автоматической оптимизации в составе комплексов проектирования и междисциплинарных расчетов.

Ключевые слова: рабочее колесо центробежного компрессора, автоматизированная трехмерная параметрическая модель

Для цитирования: Данилов М.А., Бесшапов П.П. Параметрическая трехмерная модель рабочего колеса центробежного компрессора малоразмерного газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 4. С. 170-180. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=186678>

Original article

Parametric Three Dimensional Model of the Small-Sized Gas Turbine Engine Centrifugal Compressor Impeller

Maxim A. Danilov¹✉, Pavel P. Besshapov²

^{1, 2} Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

¹ madanilov@ciam.ru ✉

² ppbesshapov@ciam.ru

Abstract

The authors developed an automated three-dimensional parametric model of a centrifugal compressor impeller. The said model converts the initial design data into the geometric parameters required to elaborate a three-dimensional model of the impeller blade.

© Данилов М.А., Бесшапов П.П., 2025

To enhance stability, the model employs self-diagnostic tools both at the stage of the solid model parameters forming and during its modeling, automatically adjusting them to the acceptable values.

The design process automation allows significant reduction in the labor intensity of the computational and design-technological models forming as well as reduce the number of errors in the data transfer through the single parametric model application. The existing parametric three-dimensional models of centrifugal compressors are characterized by the possibility of model “degeneracy” due to the parameters unacceptable combinations/values selection.

With a view to the above said, it is advisable to develop a specialized model while the centrifugal compressor impeller designing. This model should ensure:

- the “degeneracy” nonexistence in the maximally wide range of the acceptable parameters values (the variety of shapes of the object being modeled);
- scaling convenience of the shaped-up structure, allowing herewith performing maximally independent sub-models correction from the viewpoint of various disciplines.

The parametric three-dimensional model was being elaborated as an integral part of the automated design and computing complex for the centrifugal compressor characteristics. It includes a design model of the entire impeller, a disc sector with one blade, and blades with the adapted surface topology for building finite element computational models.

The model is being formed based on the nine blade and a single disc groups of parameters, which contain 50 parameters in the aggregate. Parameters division into the groups allows limiting the scroll of variable parameters according to the design stage or the discipline of follow-up and analysis.

At the initial data receiving, the model generates an initial list of all parameters necessary for the model development, with the possibility of correction by the designer according to the described parameterization schemes. The presented parameterization schemes are potentially applicable to centrifugal turbines as well.

The model demonstrates acceptable stability and is of a wide range of both impellers and blade shapes configurations.

The model was tested both in the design of new centrifugal compressor impeller and for the parameters list selection for the existing prototype for parameterization while the development of prospective small-sized gas turbine engines at the Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. The developed model application as part of automated design and computational systems significantly reduces labor intensity of the centrifugal compressors developing and modernizing, and link-up of the automatic optimization systems additionally ensures the opportunity to significantly increase the aerodynamic efficiency and improve mass characteristics while maintaining the required strength of blade machines.

Keywords: centrifugal compressor impeller, automated three-dimensional parametric model

For citation: Danilov M.A., Besshapov P.P. Parametric Three Dimensional Model of the Small-Sized Gas Turbine Engine Centrifugal Compressor Impeller. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(4):170-180. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=186678>

List of Figures

Fig. 1. The impeller 3D-models layout: *a* – impeller; *b* – disc sector, *c* – blade

Fig. 2. The flow section parameterization scheme: *a* – dimensions of the flow section, *b* – form of the slow section

Fig. 3. Spline parameterization scheme: *1* – spline; *2* – arc of a circle; *3* – control beams; *4* – spline curvature curve; *5* – tangent points

Fig. 4. Bevel and offset parameters for mating the blade leading edge

Fig. 5. Distribution of cross-sections which are used to construct the blade body along the length of the flow section:

- 0 – Intermediate cross-section at the root at the root of the blade at the inlet;
- 1 – cross-section of the periphery of the entry edge; 2–6 – intermediate cross-sections;
- 7 – output edge root cross-section

Fig. 6. The blade body forming along the median surface: *1* – impeller axis; *2* – removable part of the blade body with a sleeve-shaped meridian contour of the flow section; *3* – blade body; *4* – median surface of the blade; *5* – blade profile cross-section; *6* – removable part of the blade body by the peripheral meridian contour of the slow section

Fig. 7. Parametrization of blade profile thickness distribution: *a* – scheme for setting the parameters of the “profile thickness” group; *b* – scheme which is used to determine intermediate profile thickness values, where *i* is the cross-section number

Fig. 8. ЦП1 parameterization scheme: *a* – blade sector pitch on the diameter of the impeller inlet periphery; *b* – ЦП1 parameter connection scheme

Fig. 9. ЦП2 parameterization scheme

Fig. 10. ЦП3 parameterization scheme: *a* – blade exit angle sweep on the diameter of the impeller; *b* – design of average profile lines

Fig. 11. The impeller disc parameterization scheme

Введение

Лопаточные машины являются одним из самых ответственных узлов газотурбинного двигателя, требующим наиболее тщательной конструкторской проработки и значительных объемов расчетных исследований. Конструкция малоразмерных газотурбинных двигателей (МГТД) имеет ряд особенностей, в том числе для них характерно применение центробежных ступеней компрессора [1–4].

Проектирование центробежного компрессора (ЦБК) состоит из последовательного расчета его основных элементов: рабочего колеса (РК), безлопаточного и лопаточного диффузоров, осевого спрямляющего аппарата [5, 6].

Проектирование РК ЦБК сопряжено с рядом трудностей, связанных со сложностью построения пространственной формы лопатки, интерпретации и восприятия проектантом результатов проектирования и расчета.

Передовым методом проектирования и расчета является построение компьютерной модели РК, основанной на современных методах вычислительной газодинамики – CFD (computational fluid dynamics) и прочности – FEA (finite element analysis). Для получения качественной компьютерной модели должны соблюдаться следующие критерии:

- построение корректной трехмерной CAD (computer-aided design)-модели;
- выбор оптимальной математической модели для проведения расчетов [7–9];
- построение качественной конечно-элементной модели [10];
- верификация и валидация компьютерной модели путем сопоставления с экспериментальными данными [11–14].

Автоматизация процесса проектирования позволяет существенно снизить трудоемкость формирования расчетных и конструкторско-технологических моделей, уменьшить количество ошибок при передаче данных за счет использования единой параметрической модели. Существующие [15–17] параметрические трехмерные модели ЦБК характеризуются возможностью «вырождаемости» модели при выборе недопустимых сочетаний/значений параметров.

В связи с вышесказанным, для проектирования РК ЦБК целесообразна разработка специализированной модели, обеспечивающей отсутствие «вырождаемости» при максимально широком диапазоне допустимых значений параметров (многообразие форм объекта моделирования), удобство масштабирования доведенной конструкции, при этом позволяющей максимально независимо корректировать подмодели с точки зрения различных дисциплин.

Параметрическая трехмерная модель разрабатывалась как составная часть комплекса автоматизированного проектирования и расчета характеристик ЦБК и включает в себя конструкторскую модель колеса целиком, сектора диска с одной лопаткой, лопатки с адаптированной топологией поверхностей для построения конечно-элементных расчетных моделей.

Описание процесса проектирования

Исходными данными для проектирования РК ЦБК являются габаритные размеры проточной части (ПЧ), приведенная частота вращения ротора $n_{пр}$, приведенный массовый расход воздуха $G_{пр}$ и степень повышения давления по полным параметрам π_k^* . Габаритные размеры ПЧ и частота вращения ротора определяются по требуемым параметрам ступени ($G_{пр}$ и π_k^*) на более ранних этапах проектирования вне представленной работы [18, 19].

На основании исходных данных по известным методикам [20, 21] определяются конструктивные углы лопатки на входе у втулки и периферии $\beta_{л1_вт}$ и $\beta_{л1_пер}$ и конструктивный угол лопатки на выходе $\beta_{л2_вт}$. Конструктивный угол лопатки на выходе в модели не является постоянной величиной, однако, ввиду малой высоты лопатки на выходе, его изменение незначительно. Тем не менее под величиной параметра $\beta_{л2_вт}$ подразумевается его значение именно у сечения, наиболее близкого ко втулке (диску).

Значения всех остальных геометрических параметров модели определяются автоматически по эмпирическим зависимостям и в случае необходимости корректируются проектантом.

Создание твердотельных моделей по сформированному перечню параметров осуществляется в коммерческой CAD-системе в несколько этапов:

- построение и визуализация модели лопатки с возможностью корректировки параметров лопатки проектантом;
- построение и визуализация диска РК с возможностью корректировки параметров диска;
- формирование моделей колеса целиком, сектора диска с одной лопаткой, модели лопатки с топологией, адаптированной для расчетов газодинамики, и их сохранение в нейтральном CAD-формате (рис. 1).

Такая модульность модели позволяет сочетать различные схемы и конфигурации лопаток и дисков.

Схема параметризации лопатки

Формирование схемы параметризации является основой разработки параметрической модели РК. Схема параметризации представляет собой сово-

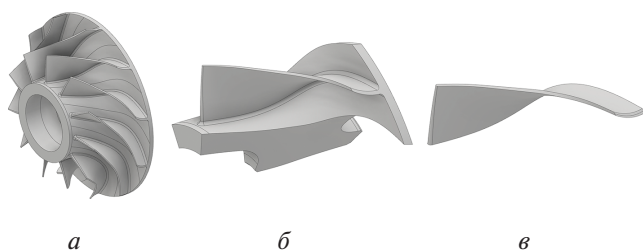


Рис. 1. Внешний вид формируемых 3D-моделей РК:
а – РК; б – сектор диска; в – лопатка

купность набора параметров и порядка их взаимодействия с моделируемым объектом, однозначно определяющую его топологию, при этом определенный набор значений параметров однозначно определяет его конфигурацию.

К схеме параметризации предъявляется ряд противоречивых требований:

- модель должна обеспечивать многообразие возможных конфигураций для поиска рациональной конструкции;
- необходим высокий уровень стабильности модели при минимальном количестве параметров;
- параметры по возможности должны задаваться в явном виде (например, диаметры и углы) или иметь понятный проектанту физический смысл (значение коэффициентов и т. п.);

– следует стремиться обеспечить возможность независимого варьирования параметров и/или групп параметров на различных этапах проектирования и с точки зрения различных дисциплин анализа.

Согласно представленной на рис. 2 схеме параметризации конфигурация лопатки РК определяется с помощью 34 параметров, диска РК – 16 параметров.

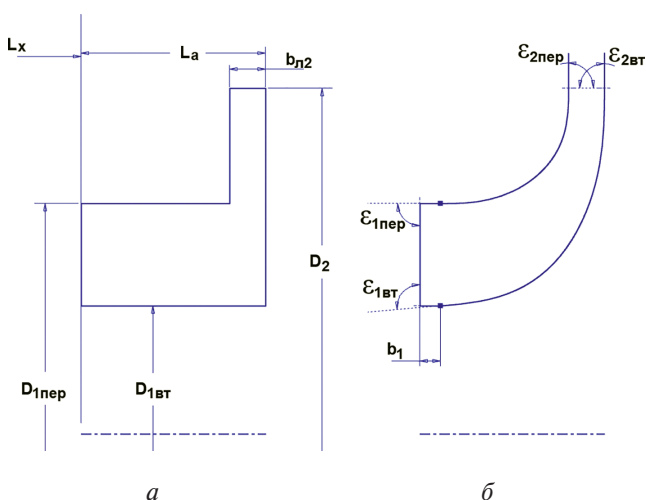


Рис. 2. Схема параметризации ПЧ: а – габариты ПЧ; б – форма ПЧ

Схема параметризации ПЧ

ПЧ РК формируется с помощью двух групп параметров: габаритных размеров ПЧ (6 параметров) и размеров, определяющих форму ПЧ (5 параметров). Один из габаритных размеров (L_x на рис. 2) предусматривает возможность регулирования положения РК вдоль оси для нужд проектирования или совместного расчета.

Топология формы ПЧ предусматривает по технологическим соображениям наличие цилиндрических участков меридиональных обводов на входе. Криволинейная часть меридиональных обводов образовывается сплайнами типа G_2 , широко используемыми в САД-системах [22, 23]. Сплайны представляют собой кривые с постоянно изменяющимся радиусом кривизны. Тип G_2 подразумевает наличие сглаживания кривизны второго порядка для создания «гладкости»: непрерывной кривизны между сплайном и другими кривыми, такими как отрезок, кривая, дуга или сплайн. Гладкий переход из одной кривой в другую означает локальное (в точке касания) совпадение радиуса кривизны обеих кривых. Форма сплайна такого типа определяется координатами двух точек касания и положением (углами) управляющих лучей (рис. 3).

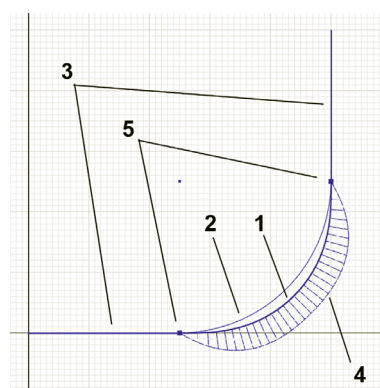


Рис. 3. Схема параметризации сплайна: 1 – сплайн; 2 – дуга окружности; 3 – управляющие лучи; 4 – эпюра кривизны сплайна; 5 – точки касания

Таким образом, при заданных положениях точек касания габаритами ПЧ форма определяется дополнительно четырьмя угловыми параметрами, при этом значения более 90° соответствуют расширению меридиональных обводов, менее 90° – сужению.

Двумерная параметризация лопатки

Модель поддерживает возможность задания переменной величины радиального зазора. Зазор определяется двумя параметрами группы параметров «зазор»: радиальными зазорами на входе и на

выходе (z_1 и z_2). Зазора от входного к выходному сечению РК меняется по линейному закону. Форма кривой, определяющая смещение периферии лопатки, повторяет периферийный меридиональный обвод ПЧ.

Группа параметров «скос» определяет величину отступа корня лопатки от начала криволинейного участка втулочного меридионального обвода ПЧ ($b_{л2}$) и неперпендикулярность входной кромки лопатки оси РК ($\varepsilon_{л1}$). Наличие отступа корня обеспечивает сопряжение корня лопатки с диском и корректируется в зависимости от радиуса сопряжения для исключения вероятности попадания участка сопряжения на входной цилиндрический участок диска. Неперпендикулярность входной кромки — широко распространенная в практике проектирования мера для снижения напряжений в зоне примыкания входной кромки лопатки к диску (рис. 4).

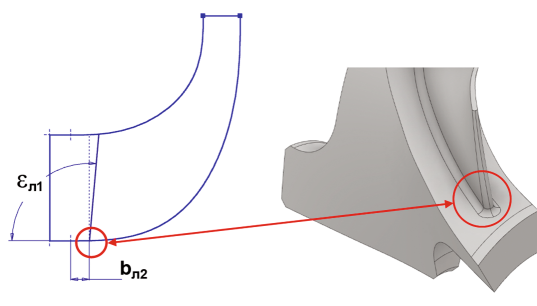


Рис. 4. Параметры скоса и отступа для сопряжения входной кромки лопатки

Для построения лопатки необходимо определить ключевые сечения, на которых целесообразно задавать параметры. Для формирования требуемых треугольников скоростей целесообразно задавать конструктивные углы лопаток на входе и выходе РК, толщины лопаток у втулочного и периферийного сечений и т. д. Лопатка строится с помощью восьми сечений, перпендикулярных оси РК, из которых шесть необходимы для улучшения стабильности модели. Таким образом, значения параметров фактически задаются на двух сечениях (периферия входной кромки и втулочное сечение лопатки на выходе), при этом значения параметров на остальных сечениях определяются автоматически в соответствии с регулируемыми законами изменения значений того или иного параметра. Положение промежуточных сечений определяется как кратное от положений крайних сечений (рис. 5), таким образом при изменении габаритов ПЧ модель масштабируется, сохраняя значения остальных параметров и законы их изменения.

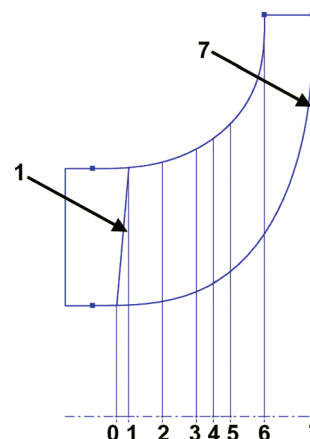


Рис. 5. Распределение сечений, используемых для построения тела лопатки, по длине ПЧ: 0 — промежуточное сечение у корня лопатки на входе; 1 — сечение периферии входной кромки; 2–6 — промежуточные сечения; 7 — сечение втулки выходной кромки

Параметризация распределения толщин профиля лопатки

Трехмерная модель лопатки формируется наращиванием толщины профиля относительно средней поверхности лопатки, с последующей обрезкой сформированного тела поверхностями вращения ПЧ (рис. 6).

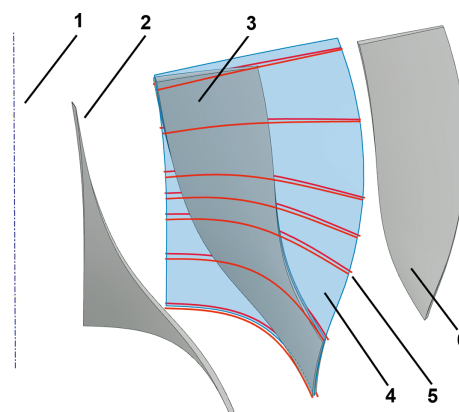


Рис. 6. Формирование тела лопатки по средней поверхности: 1 — ось РК; 2 — часть тела лопатки, удаляемая втулочным меридиональным обводом ПЧ; 3 — тело лопатки; 4 — средняя поверхность лопатки; 5 — сечение профиля лопатки; 6 — часть тела лопатки, удаляемая периферийным меридиональным обводом ПЧ

Закон распределения толщины профиля лопатки в пространстве линейный, двумерный. Проектант корректирует значения четырех параметров группы «толщина профиля». Значения этих параметров соответствуют толщинам лопатки у втулки на входе и

выходе ($t_{1_вт}$ и $t_{7_пер}$) и условным толщинам лопатки на наружном диаметре РК в сечении входа $t_{1_пер}$ и на входном втулочном диаметре в сечении выхода $t_{7_вт}$. Промежуточные значения толщин профиля для различных сечений определяются по построению исходя из заданных значений параметров и закона изменения (рис. 7).

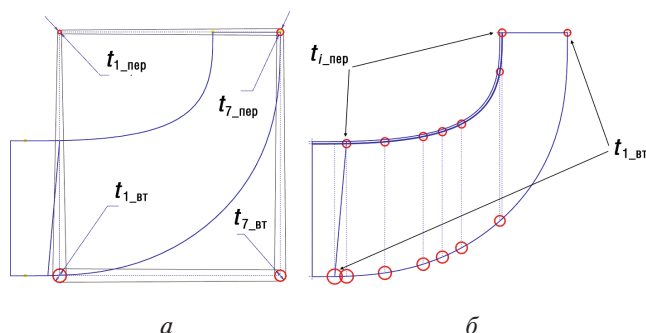


Рис. 7. Параметризация распределения толщин профиля лопатки:

- а — схема задания параметров группы «толщина профиля»;
- б — схема определения промежуточных значений толщин профиля, где i — номер сечения

Использование в модели линейного закон изменения толщины профиля лопаток существенно ее упрощает. При этом, как показывает практика разработки ЦБК для МГТД, использование более сложных законов (следовательно, увеличение количества регулирующих параметров) оказывается несколько избыточным, поскольку не дает значимых улучшений характеристик газодинамики и прочности.

Параметризация средней поверхности лопатки упрощенного прямого профиля

Средняя поверхность (СП) профиля представляет собой поверхность, образованную средними линиями профиля, построенными на ряде сечений согласно рис. 5. В свою очередь, средняя линия профиля представляет собой кривую, проходящую через центры толщин профиля по всей его длине на соответствующем сечении. Группа параметров «средняя поверхность» состоит из десяти параметров и является самой многочисленной в модели, поскольку в совокупности с тремя параметрами группы «углы лопатки» отвечает за пространственную форму тела лопатки.

Рассмотрим простейшую форму СП лопатки — СП₁. Если средняя линия профиля представляет собой прямую, при этом проходящую через ось РК, тогда на входе требуется задание только одного конструктивного угла лопатки, поскольку такой

закон профилирования соответствует закону вращения твердого тела: $C_{1u}/R = \text{const}$; $\beta_{л1} = f(\beta_{л1_пер})$. Целесообразно задаваться конструктивным углом лопатки на входе у периферии, поскольку он оказывает решающее влияние на картину течения у входной кромки. Для построения СП₁ необходимо определить величину сектора лопатки $\gamma_{л1}$ и углы смещения средней линии от сечения к сечению. Для этого в модели предусмотрено регулирование графика развертки конструктивного угла лопатки на входе по диаметру периферии входной кромки $D_{1пер}$ вдоль оси РК. Если принять дугу окружности как форму кривой развертки, то величина $\gamma_{л1}$ является зависимой от конфигурации графика развертки, регулируемой двумя параметрами (при постоянной осевой протяженности РК L_a): конструктивным углом лопатки на входе у периферии $\beta_{л1_пер}$ и осевым углом лопатки на выходе на диаметре периферии входа $\theta_{л7пер}$. Значение угла сектора лопатки $\gamma_{л1}$, определенного таким построением, назовем как определенное по «закону дуги». В модель введена коррекция значения $\gamma_{л1}$ с помощью коэффициента: $\gamma'_{л1} = \gamma_{л1} \cdot k\gamma_{л1}$, при этом в качестве формы развертки уже используется сплайн. Угол сектора лопатки $\gamma'_{л1}$, определенный по такой схеме, назовем определенным по «закону сплайна» (рис. 8).

При использовании других законов профилирования, помимо закона вращения твердого тела, недостаточно задаваться только значением угла на периферии $\beta_{л1_пер}$, поскольку в таком случае если средняя линия лопатки является прямой линией, то она уже не проходит через ось РК. Используя построения, имеющиеся для СП₁, формируем более сложную СП₂.

Рассмотрим СП₂, средние линии которой представляют собой прямые линии аналогично СП₁, но не проходящие через ось РК (за исключением сечения № 1 согласно рис. 5). Положение точек средних линий профилей СП₁ на диаметре периферии входной кромки сохраняется и для СП₂ — это условие позволяет сохранить конструктивный угол лопатки у периферии входной кромки, регулируя втулочное сечение независимо (рис. 9).

Конструктивный угол лопатки у втулки на входе регулируется с помощью графика развертки конструктивного угла по диаметру втулки входной кромки вдоль оси РК аналогичный СП₁ (рис. 8, слева). Угол сектора $\gamma_{л2}$, регулируемый графиком развертки, при этом соответствует угловому смещению точек средних линий профиля, расположенных на диаметре втулки входной кромки. График развертки регулируется с помощью параметров конструктивного угла лопатки на входе у втулки $\beta_{л1_вт}$, осевым углом лопатки на выходе на диаметре втулки входа $\theta_{л7_вт}$; коэффициент $k\gamma_{л2}$ также используется для

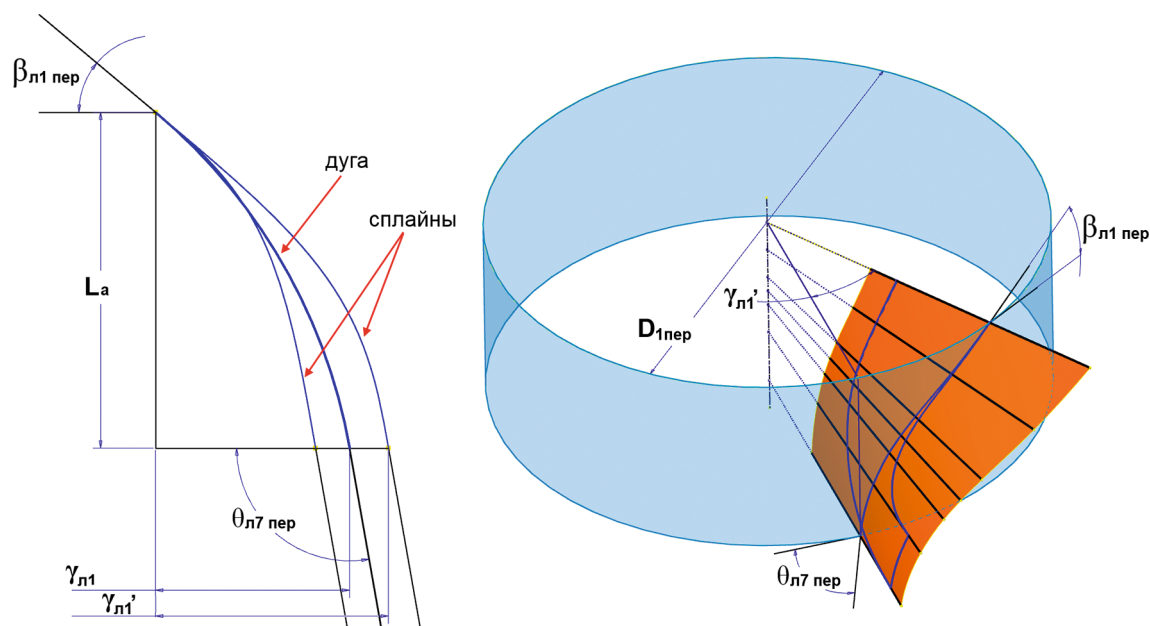


Рис. 8. Схема параметризации СП₁: а – развертка сектора лопатки на диаметре периферии входа в РК; б – схема связи параметров СП₁

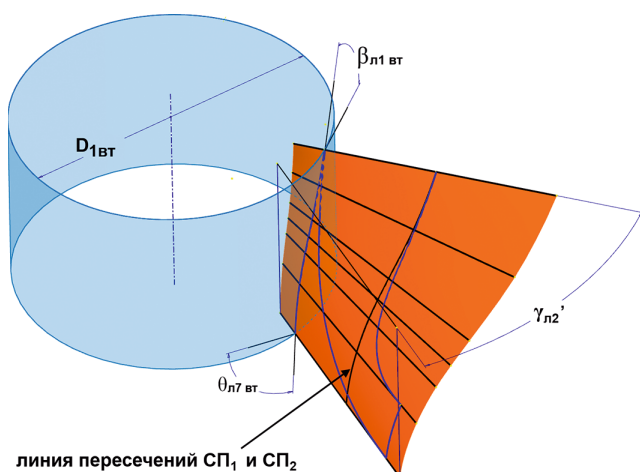


Рис. 9. Схема параметризации СП₂

коррекции углов сектора, определенных по «закону дуги» до углов, определенных по «закону сплайна».

В описанных выше схемах параметризации СП₁ и СП₂ средняя линия профиля представляет собой прямую, при этом не задействован параметр конструктивного угла лопатки на выходе $\beta_{л7_вт}$, используемые параметры $\theta_{л7_пер}$ и $\theta_{л7_вт}$ определяют наклон лопатки только в осевом направлении на выходе, являющемся конструктивно-технологическим ограничением и не участвующем существенно в формировании треугольников скоростей РК.

Параметризация средней поверхности лопатки криволинейного профиля

Окончательная форма лопатки формируется с помощью СП₃, образованной с помощью средних

линий профиля, имеющих криволинейную форму, в совокупности с полученными ранее построениями для СП₁ и СП₂.

Участок лопатки у входной кромки, как имеющий наибольшую относительную длину, целесообразно выполнять с незначительной закруткой профиля для снижения напряжений в этом участке лопатки и диске РК. Участок лопатки у выходной кромки, напротив, имеет широкий диапазон углов закрутки в зависимости от типа проектируемого РК. Таким образом, в модели необходимо обеспечить возможность использования средних линий различной кривизны на различных сечениях соответственно.

Для регулирования искривления средних линий профилей в модели используется регулирование графика развертки конструктивного угла лопатки на выходе $\beta_{л2_вт}$ по диаметру колеса D_2 вдоль оси РК (рис. 10). Форма кривой развертки регулируется кусочно-линейной функцией с помощью четырех коэффициентов $k_{1_\beta л} \dots k_{4_\beta л}$, отвечающих за интенсивность изменения кривизны средней линии профиля от сечения к сечению. Кусочно-линейная зависимость используется для удобства визуализации и регулирования проектантом, в то время как модель интерпретирует закон изменения параметра как полиномиальный закон соответствующей степени.

Каждый из четырех коэффициентов $k_{1_\beta л} \dots k_{4_\beta л}$ позволяет независимо регулировать характер изменения кривизны средних линий профиля на входном участке лопатки, входной части среднего участка, выходной части среднего участка и выходной части

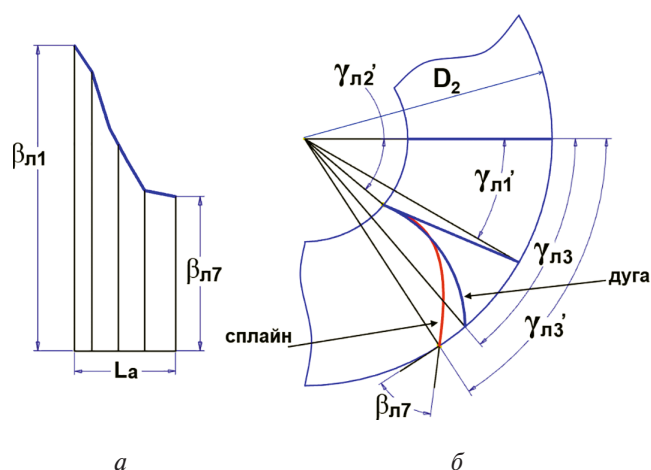


Рис. 10. Схема параметризации СП₃: а – развертка угла выхода лопатки на диаметре РК; б – построение средних линий профиля

лопатки соответственно. Снижение интенсивности изменения кривизны востребовано на входном участке лопатки (в случае отсутствия серповидности входной кромки) для обеспечения относительно прямого профиля входной части лопатки с целью снижения изгибных напряжений и на выходном участке – для создания выходной кромки лопатки, близкой к прямолинейной и параллельной оси РК, по технологическим соображениям. Такая схема дает возможность независимо изменять сами величины кривизны средних линий, не меняя интенсивность их изменения вдоль оси РК.

Для построения средней линии профиля СП₃ используются построения, полученные ранее для СП₂. На основе СП₂, строится дуга с условием касательности к ней на диаметре втулки у входа $D_{вт1}$ и со значением $\beta_{л1}$, заданным кусочно-линейной функцией распределения. Для размещения сплайна средней линии профиля требуется корректировка значений углов сектора лопатки $\gamma_{л3}$, определяемых первоначально по «закону дуги». Угол сектора лопатки $\gamma_{л3}$ корректируется с помощью коэффициента $k_{\gamma_{л3}}$, варьирование которого позволяет окончательно регулировать значение угла сектора лопатки, сохраняя постоянство значений прочих параметров, в том числе конструктивных углов лопатки на входе и выходе ($\beta_{л1_вт}$; $\beta_{л1_пер}$; $\beta_{л2_вт}$).

На основе СП₃ строится тело самой лопатки согласно рис. 6. С помощью последовательного ввода в модель СП₁ ... 3 осуществляется визуализация различных форм лопаток и оценка тех или иных корректировок формы лопатки, реализуемых проектантом.

На финальной стадии формирования модели лопатки РК к ней добавляются радиусы сопряжений у участка контакта лопатки с диском, ограничение сектора расчетной области (воздуха) ПЧ, содер-

жащего одну лопатку, и разделение поверхностей входной и выходной кромок.

Ограничение сектора расчетной области осуществляется с помощью СП₃ смещением на половину шага лопатки по и против направления вращения. Также создается линия пересечения поверхностей входной и выходной кромок лопаток и СП₃, для формирования типичной топологии лопатки, воспринимаемой различными построителями конечно-элементных моделей. В модели предусмотрено удлинение расчетной области ПЧ РК на входе и выходе из РК для удобства газодинамического расчета РК с помощью двух параметров. Радиус сопряжения лопатки с диском имеет переменную величину от входной к выходной кромке и задается двумя параметрами. Закон изменения радиуса по длине лопатки – линейный.

Схема параметризации диска

Построение диска РК осуществляется на основе втулочного меридионального обвода ПЧ РК после формирования геометрии лопатки. Средняя поверхность лопатки используется для ограничения сектора диска, содержащего одну лопатку, аналогично ограничению сектора расчетной области.

Схема параметризации диска представлена на рис. 11.

Группа параметров «диск» состоит из 16 параметров. Представленная схема параметризации подразумевает осевую фиксацию диска у выхода с помощью упорного бурта вала сзади и гайкой спереди. Для размещения гайки в конструкции диска в переднем его торце предусмотрено цилиндрическое углубление. На периферии диска размещается утол-

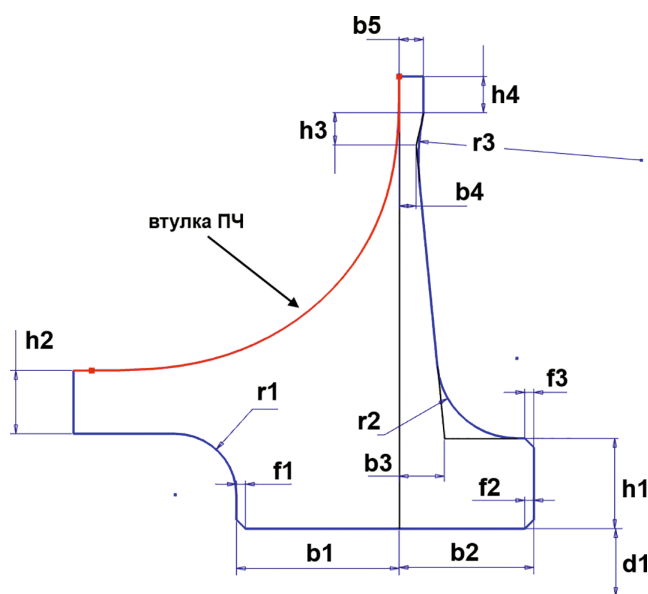


Рис. 11. Схема параметризации диска РК

щение полотна, которое создает бортик жесткости, уменьшающий продольные деформации РК. В задней части ступицы диска расположен прилив для размещения элементов передачи крутящего момента от вала ротора, поскольку этот участок диска один из наименее нагруженных. Данная схема параметризации является примером одной из конструкций диска и узла крепления РК к валу ротора, используемых в модели.

Выводы

Разработана автоматизированная параметрическая трехмерная модель РК ЦБК на основе исходных данных. Модель позволяет создавать конструкторско-технологические и расчетные подмодели различных конфигураций. Модульность подмоделей лопатки и диска РК дает возможность сочетать в модели различные схемы параметризации дисков с лопатками РК.

Модель формируется на основе девяти лопаточных и одной дисковой групп параметров, которые содержат в себе в совокупности 50 параметров. Разделение параметров на группы позволяет ограничить перечень варьируемых параметров согласно этапу проектирования или дисциплине доводки и анализа.

При получении исходных данных модель формирует первоначальный перечень всех параметров, необходимых для построения модели, с возможностью коррекции проектантом согласно описанным схемам параметризации. Представленные схемы параметризации потенциально применимы также и для центробежных турбин.

Модель обладает приемлемой стабильностью и шириной горизонта конфигураций РК и форм лопаток. Опробывание модели проводилось как при проектировании новых РК ЦБК, так и для подбора перечня параметров под имеющийся для параметризации прототип при разработке перспективных МГТД в ЦИАМ им. П.И. Баранова. Использование разработанной модели в составе комплексов автоматизированного проектирования и расчета позволяет существенно сократить трудоемкость разработки и модернизации центробежных компрессоров, а подключение комплексов автоматической оптимизации дополнительно дает возможность существенно повысить аэродинамическую эффективность и улучшить массовые характеристики при сохранении требуемой прочности лопаточных машин.

Список источников

1. Григорьев В.А., Кузьмичев В.С., Зрелов В.А. и др. Малоразмерные авиационные газотурбинные двигатели:

Учебное пособие. Самара: Изд-во Самарского университета, 2021. 436 с.

2. Кузьмичев В.С., Ткаченко А.Ю., Филинов Е.П. Влияние размерности турбореактивных двигателей на выбор оптимальных параметров рабочего процесса // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 4. С. 40-45.
3. Осипов И.В., Ремчуков С.С. Малоразмерный газотурбинный двигатель со свободной турбиной и теплообменником системы регенерации тепла в классе мощности 200 л.с. // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 81-90.
4. Ремчуков С.С., Осипов И.В., Данилов М.А. и др. Разработка перспективного малоразмерного турбовентиляторного реактивного двигателя на основе базового газогенератора // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2023. № 1. С. 75-81.
5. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры: рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: КХТ, 2010. 581 с.
6. Щербаков М.А., Юн А.А., Крылов Б.А. Сравнительный анализ моделей турбулентности с использованием научного кода "Fastest-SD" и коммерческого пакета ANSYS CFX // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 5. С. 116-122.
7. Щербаков М.А., Юн А.А., Марчуков Е.Ю. и др. Применение современных пакетов вычислительной гидродинамики в расчете выходного устройства воздушно-реактивного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17. № 5. С. 116-120.
8. Еременко В.В., Михайлов А.Е., Михайлова А.Б. и др. Сравнительный анализ влияния моделей турбулентности при численном моделировании экспериментальной ступени центробежного компрессора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22. № 4. С. 99-111. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-4-99-111
9. Ша М., Агульник А.Б., Яковлев А.А. Влияние расчетной сетки при математическом моделировании натекания дозвукового потока на профиль перспективной лопатки с отклоняемой задней кромкой в трехмерной постановке // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 4. С. 110-121.
10. Иванов В.М., Кожухов Ю.В., Данилишин А.М. Повышение качества проектирования малорасходных ступеней центробежных компрессоров за счет верификации и валидации расчетных CFD моделей // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2020. Т. 22. № 6. С. 48-56. DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-6-48-56
11. Иванов В.М., Кожухов Ю.В., Данилишин А.М. и др. Моделирование и валидация рабочего процесса в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора // Новое в российской электроэнергетике. 2019. № 6. С. 12-19.

12. Иванов В.М., Кожухов Ю.В. Повышение качества проектирования малорасходных ступеней центробежных компрессоров путем создания базы данных виртуальных рабочих колес по результатам CFD-моделирования // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2021. Т.19. №1. С. 83–93. DOI: 10.18503/1995-2732-2021-19-1-83-93
13. Штаничев Р.А., Яблоков А.М., Садовский Н.И. Верификации результатов численного моделирования малорасходной ступени центробежного компрессора с экспериментальными данными с помощью программных комплексов Numeca Fine/Turbo и Ansys CFX // Вестник Международной академии холода. 2021. № 3. С. 32–38. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38
14. Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Разработка параметрической модели проточной части двухзвенной ступени с осерадальным рабочим колесом центробежного компрессора // Территория «Нефтегаз». 2019. № 1-2. С. 12-18.
15. Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Алгоритм и примеры многопараметрической автоматизированной расчетной оптимизации компрессорных ступеней с осерадальными рабочими колесами турбодетандерных агрегатов // Вестник Международной академии холода. 2022. № 2. С. 27–34. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-2-27-34
16. Батурин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н. и др. Проектирование центробежного компрессора с применением технологии оптимизации IOSO. Самара: Изд-во СамГАУ, 2013. 66 с.
17. Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. 2018. Т. 20. № 2. С. 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06
18. Осипов И.В., Ломазов В.С. Разработка малоразмерных ГТД различного типа на базе унифицированного газогенератора // Авиационные двигатели. 2019. № 4(5). С. 11-18.
19. Осипов И.В., Ломазов В.С. Разработка малоразмерных ГТД различного типа на базе унифицированного газогенератора // Авиационные двигатели. 2019. № 4(5). С. 11-18.
20. Божко А.Н., Жук Д.М., Маничев В.Б.. Компьютерная графика. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 389 с.

References

1. Grigor'ev VA, Kuz'michev VS, Zrellov VA, et al. *Small-sized aviation gas turbine engines*. Samara: Samarskii universitet; 2021. 436 p. (In Russ.).
2. Kuz'michev VS, Tkachenko AYU, Filinov EP. Effect of turbojet engine dimensionality on optimal working process parameters selection. *Aerospace MAI Journal*. 2017;24(4): 40-45. (In Russ.).
3. Osipov IV, Remchukov SS. Small-size gas turbine engine with free turbine and heat recovery system heat exchanger within the 200 HP power class. *Aerospace MAI Journal*. 2019;26(2):81-90. (In Russ.).
4. Remchukov SS, Osipov IV, Danilov MA, et al. Development Of An Advanced Small-Sized Turbofan Engine Based On A Core Engine. *Russian Aeronautics*. 2023;66(1):79-86. (In Russ.).
5. Galerkin YuB. *Turbochargers: workflow, calculation and design of the flow part*. Moscow: KKhT; 2010. 581 p. (In Russ.).
6. Shcherbakov MA, Yun AA, Krylov BA. A comparative analysis of turbulence models using Fastest-SD scientific code and ANSYS CFX commercial software package. *Aerospace MAI Journal*. 2009;16(5):116-122. (In Russ.).
7. Shcherbakov MA, Yun AA, Marchukov EYu, et al. The use of modern CFD software packages for nozzle jet engine computation. *Aerospace MAI Journal*. 2010;17(5):116-120. (In Russ.).
8. Eremenko VV, Mikhailov AE, Mikhailova AB, et al. Comparative analysis of turbulence model influence in numerical simulation of an experimental radial compressor stage. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023;22(4):99-111. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-4-99-111
9. Sha M, Agul'nik AB, Yakovlev AA. The effect of the computational mesh while mathematical modeling of the inflow of a subsonic flow onto the profile of a perspective blade with a deflectable trailing edge in a three-dimensional setup. *Aerospace MAI Journal*. 2017;24(4):110-121. (In Russ.).
10. Ivanov VM, Kozhukhov YuV, Danylyshyn AM. Improving the quality of designing low-flow stages of centrifugal compressors due to verification and validation of calculated cfd models. *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2020;22(6):48-56. (In Russ.). DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-6-48-56
11. Ivanov VM, Kozhukhov YuV. Modeling and validation work process in model centrifugal compressors low-flow stages. *Novoe v rossiiskoi elektroenergetike*. 2019(6):12-19. (In Russ.).
12. Ivanov VM, Kozhukhov YuV, Danilishin AM, et al. Improving the Design Quality of Low Flow Centrifugal Compressor Stages by Creating a Database of Virtual Impellers Based on CFD Modeling Results. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]*. 2021;19(1):83-93. (In Russ.). DOI: 10.18503/1995-2732-2021-19-1-83-93
13. Shtanichev RA, Yablokov AM, Sadovsky NI. Verification of numerical simulation results for low-flow centrifugal compressor stage with experimental data by Numeca Fine/Turbo and Ansys CFX software packages. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021(3):32-38. (In Russ.). DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38

14. Danilishin AM, Kozhukhov YuV. The Development of a Parametric Model of a Flowing Part with Impeller and Vaneless Diffuser of the Centrifugal Compressor Stage. *Territorija "NEFTEGAS" = Oil and Gas Territory*. 2019(1-2):12-18. (In Russ.).
15. Danilishin AM, Kozhukhov YV. Algorithm and the examples of multiparametric automated computational optimization for turboexpander compressor stage 3D impellers. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022(2):27–34. (In Russ.). DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-2-27-34
16. Baturin OV, Kolmakova DA, Matveev VN, et al. *Design of a centrifugal compressor using IOSO optimization technology*. Samara: SamGAU; 2013. 66 p. (In Russ.).
17. Rekstin AF, Galerkin YB. Low-flow rate centrifugal compressor stages primary design specificity. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*. 2018;20(2):43–54. (In Russ.). DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06
18. Osipov IV, Lomazov VS. Development of various types of small-scale gas turbine engines based on a unified core engine. *Aviation engines*. 2019(4):11-18. (In Russ.).
19. Rzhavin YuA, Emin ON, Karasev VN. *Paddle engines of flying machines. Theory and calculation*. Moscow: MAI-PRINT; 2008. 700 p. (In Russ.).
20. Bozhko AN, Zhuk DM, Manichev VB. *Computer graphics*. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman; 2007. 389 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию / Received 30.10.2025
Одобрена после рецензирования / Revised 10.11.2025
Принята к публикации / Accepted 17.11.2025