

УДК 421.45  
Код ГРНТИ 55.42.42

doi 10.54708/19926502\_2024\_28310572

## Связанная многодисциплинарная оптимизация двухвальной турбины перспективного турбовального двигателя

Г.М. Попов\*, В.М. Зубанов, С.А. Мельников, А.И. Щербань

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, г. Самара, Россия

**Аннотация.** В статье приводятся результаты связанной многодисциплинарной оптимизации одноступенчатой турбины компрессора и одноступенчатой свободной турбины перспективного турбовального двигателя. В процессе оптимизации учитывались газодинамические, прочностные, конструктивные и технологические ограничения. Расчёт газодинамических параметров выполнялся с использованием 3D CFD моделирования. Расчёт показателей прочности выполнялся с использованием 3D CSM моделирования. Анализ геометрических параметров профилей лопаток выполнялся с использованием программ собственной разработки. В качестве варьируемых параметров использовались геометрические параметры профилей лопаток. Общее количество варьируемых параметров составило 194. В результате решения задачи оптимизации был найден вариант турбины с КПД турбины компрессора на 0,32 % выше, чем у исходной, а также с КПД свободной турбины на 0,7 % выше, чем у исходной. При этом обеспечено выполнение всех ограничений.

**Ключевые слова:** осевая турбина, параметризация, многодисциплинарная оптимизация, прочность, эффективность.

\*popov@ssau.ru

### Введение

В статье приводятся исследования по улучшению параметров эффективности и прочности двухкаскадной турбины перспективного малоразмерного турбовального двигателя. Исследуемая турбина включает одноступенчатую неохлаждаемую турбину компрессора (ТК) и одноступенчатую неохлаждаемую свободную турбину (СТ) с бандажной полкой (Рис. 1). Некоторые режимные и геометрические параметры турбины приведены в Табл. 1.

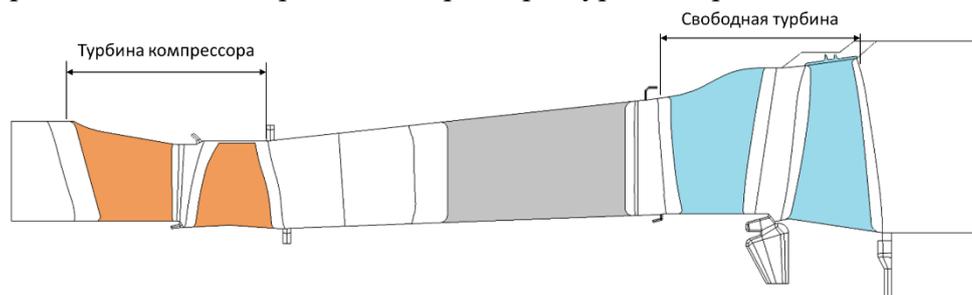


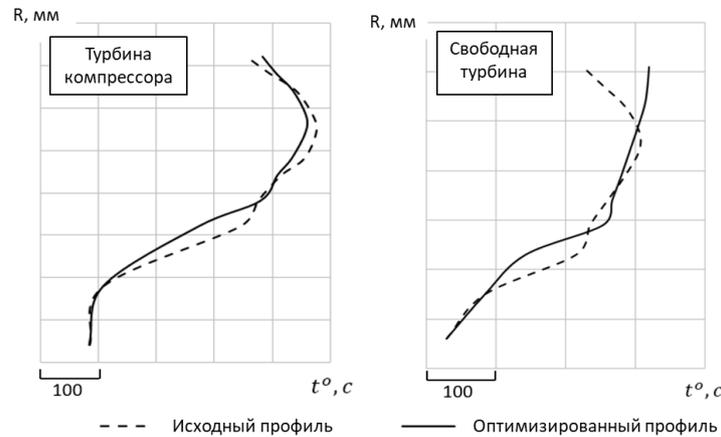
Рисунок 1. Проточная часть исследуемой турбины.

Таблица 1. Параметры исследуемой турбины.

	$n/\sqrt{T^*}$	$\pi^*$	Высота лопатки рабочего колеса
Турбина компрессора	1488	2,92	21,9 мм
Свободная турбина	1307	2,47	42,5 мм

В процессе проектирования двигателя потребовалось увеличить температуру газа на выходе из камеры сгорания. Это привело к уменьшению запаса длительной прочности материала рабочих лопаток и падению запасов прочности ниже допустимых значений. Запасы прочности рабочих лопаток турбины компрессора и свободной турбины были успешно по-

вышены до требуемых значений в ходе их изолированной прочностной доводки. Однако после выполнения совместного газодинамического расчёта турбин с доведёнными лопатками было определено, что в результате изменения геометрии лопаток из-за прочностной доводки изменилось распределение температуры по рабочей лопатке свободной турбины (Рис. 2). Это привело к тому, что температура периферийного сечения рабочей лопатки (РЛ) СТ повысилась на 100 градусов Цельсия и запас прочности оказался на 24 % ниже требуемого. Кроме того, снизился КПД ТК на 0,3 % и КПД СТ на 0,2 % от уровня, который был до прочностной доводки турбин.



**Рисунок 2.** Сравнение распределения температур лопаток РЛ ТК и СТ до и после прочностной доводки.

Для дальнейшей доводки турбины было решено использовать методы многокритериальной междисциплинарной связанной оптимизации [1–3, 6–8]. Их преимуществом является то, что они позволяют в автоматизированном режиме выполнять варьирование геометрических и режимных параметров исследуемой турбины и находить их наилучшее сочетание. При этом расчёт параметров турбины выполняется с использованием точных трёхмерных газодинамических и прочностных моделей, что позволяет одновременно рассматривать параметры как эффективности, так и прочности.

Целью работы являлось повышение запаса прочности рабочей лопатки турбины СТ до требуемого уровня, а также КПД турбин ТК и СТ насколько возможно. Для численного моделирования использовались связанные сквозная газодинамическая и прочностная модели турбин. Распределение температур и давлений по рабочим лопаткам при прочностном моделировании определялось напрямую из газодинамического расчёта. Кроме того, было разработано специальное программное обеспечение, которое позволяло отслеживать выполнение конструктивных и технологических требований на профили лопаток турбин в процессе оптимизации. Необходимость такого программного обеспечения связана с тем, что изменение геометрии лопаток выполняется автоматизированно без участия пользователя, поэтому в результате оптимизации может получиться форма лопаток турбины, которая будет нереализуема.

### Методика оптимизации турбин

Для оптимизации турбин использовалась программа оптимизации IOSO [4]. Схема решения задачи оптимизации приведена на Рис. 3.

Перед решением задачи оптимизации были созданы параметрические модели лопаток турбин в программе Numesa AutoBlade. Решение задачи оптимизации представляет собой итеративный процесс, состоящий из нескольких шагов. На первом шаге IOSO генерирует набор входных переменных  $x_0, x_1, \dots, x_i$ , представляющий собой переменные параметрической модели лопаток. На основе этих переменных автоматически строится трёхмерная геометрическая модель проточной части турбины. Далее выполняется построение расчётной сетки и трёхмерное численное моделирование рабочего процесса турбины. По результатам расчёта формиру-

ется набор выходных параметров  $k_0, k_1, \dots, k_n$ , в которых содержится информация о параметрах рабочего процесса турбины, а специальные макросы формируют граничные условия для прочностной модели. Далее выполняется прочностное моделирование, по результатам которого формируется набор выходных параметров  $z_0, z_1, \dots, z_t$ , в котором содержатся рассчитанные показатели прочности рабочих лопаток. Следующим шагом выполняется работа программ собственной разработки, которые выполняют анализ геометрических параметров профилей сечений лопаточных венцов. По результатам их работы формируется набор выходных параметров  $y_0, y_1, \dots, y_j$ , в котором содержатся данные о геометрических параметрах лопаточных венцов. Все наборы выходных параметров возвращаются в IOSO, где выполняется их обработка с использованием методов оптимизации и формируется новый набор входных параметров  $x_0, x_1, \dots, x_i$ . Этот цикл повторяется до достижения требуемого результата, либо до наступления сходимости задачи оптимизации.

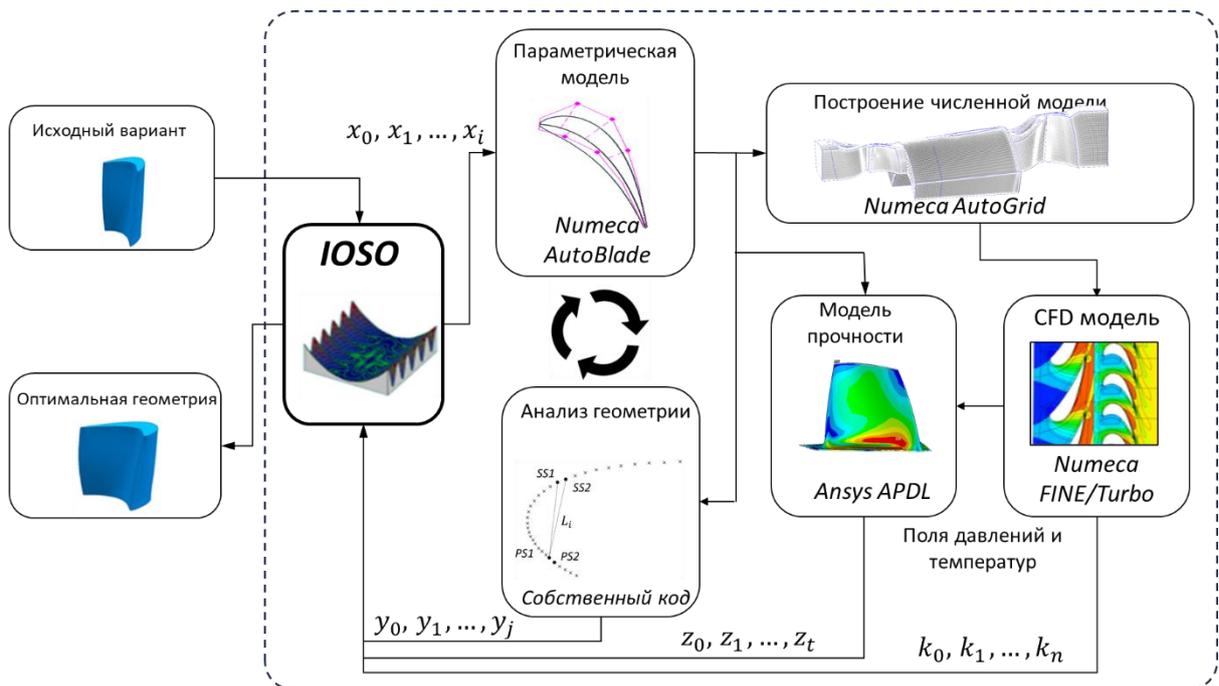


Рисунок 3. Схема решения задачи оптимизации.

### Параметрические модели лопаток турбин

Схема параметризации лопаток турбины компрессора и свободной турбины приведена на Рис. 4.

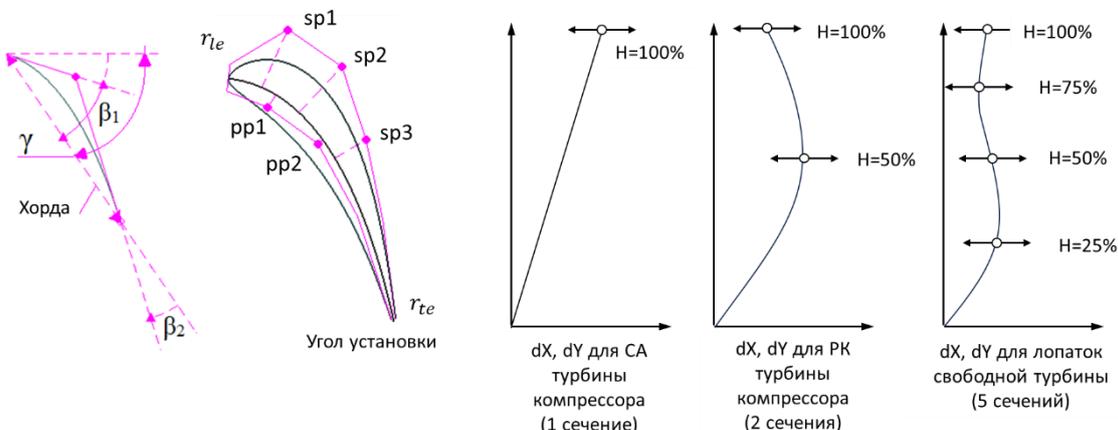


Рисунок 4. Схема параметризации лопаток турбины компрессора и свободной турбины.

Количество варьируемых сечений для сопловой лопатки турбины компрессора составляло 2, а для рабочей лопатки – 3. Количество варьируемых сечений для сопловой и рабочей лопаток свободной турбины составляло 5.

В каждом параметрическом сечении менялись параметры, приведённые на Рис. 3: лопаточные углы входа и выхода  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , угол установки  $\gamma$ , хорда профиля, радиусы входной и выходной кромок, угол заострения выходной кромки, 2 точки сплайна, описывающего корытца  $pp1$  и  $pp2$ , а также три точки сплайна, описывающего спинку  $sp1$  –  $sp3$ . Кроме того, менялись выносы сечений в осевом и окружном направлении по схеме, приведенной на Рис. 3.

Общее количество варьируемых параметров в ходе решения задачи составило 194.

### Численная газодинамическая и прочностная модель

Численная модель турбины компрессора приведена на Рис. 5. В качестве граничных условий на входной границе были заданы радиальные эпюры распределения полного давления и полной температуры. Направление угла потока на входе в турбины было принято осевым. На выходе из турбин задавалось статическое давление на втулочном радиусе. В качестве модели турбулентности использовалась модель Spalart–Allmaras. Значение параметра  $y^+$  было обеспечено равным 1.

Настройки расчётной сетки численной модели выбраны по рекомендациям, полученным авторами на основе верификации численных моделей турбин [5]. Было создано две расчётные сетки. Для выполнения оптимизации размер расчётной сетки составлял около 2 миллионов элементов, и в ней не учитывались притрактные полости и бандажная полка. Для проверки результатов оптимизации создана расчётная сетка, учитывающая притрактные полости и бандажную полку, с общим числом элементов в расчётной сетке 24 млн.

Численная прочностная модель рабочей лопатки приведена на Рис. 6. Она имеет изменяемую часть (отмечена фиолетовым цветом на Рис. 6) и неизменяемую часть (отмечена лазурным цветом на Рис. 6). Изменяемая часть строится на основе изменённых профилей лопатки и затем соединяется с неизменной частью переходными элементами. Таким образом, имеется возможность в некотором диапазоне менять положение и форму притрактных сечений.

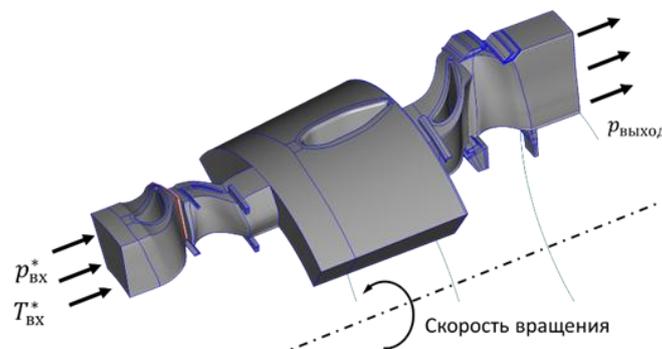


Рисунок 5. Численная газодинамическая модель.

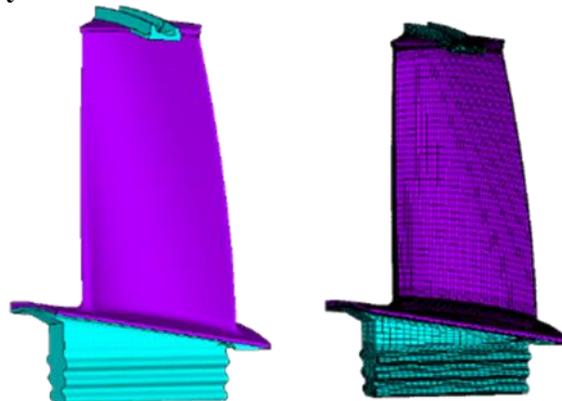


Рисунок 6. Численная прочностная модель.

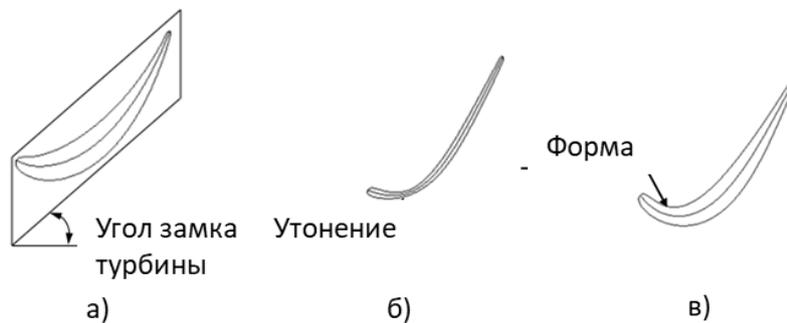
Прочностная модель рабочей лопатки турбины компрессора аналогична модели рабочей лопатки свободной турбины, но не имеет бандажной полки.

В результате прочностного расчёта определяются запасы местной длительной прочности, длительной несущей способности, запас в процентах первых двух собственных частот лопаток от ближайших опасных гармоник, а также масса лопатки.

В качестве нагрузок в прочностной модели используются поля давлений и температур, формируемые специальным макросом по результатам газодинамического расчёта.

### Конструктивные и технологические ограничения при оптимизации лопаток турбины

Изменение геометрии лопаток турбин в процессе оптимизации выполняется автоматизированно без участия пользователя. По этой причине форма лопаток после оптимизации может не соответствовать конструктивным или технологическим ограничениям. Для того, чтобы не допустить этого, были разработаны специальные программы, которые автоматизированно контролируют форму лопаток в процессе оптимизации. Контролируемые параметры приведены на Рис. 7.



**Рисунок 7.** Контролируемые в процессе оптимизации параметры профилей лопаток.

Контроль угла установки хвостовика лопатки (Рис. 7, а) контролируется с целью недопущения снижения прочности паза диска лопатки. Контроль утонения лопатки (Рис. 7, б) применяется для того, чтобы не допустить появления на профиле лопатки мест, которые будут обладать слишком малой толщиной, так как это сделает изготовление таких лопаток невозможным. Контроль перегибов профиля (Рис. 7, в) выполняется для недопущения «нефизичных» форм лопаток, которые могут стать результатом прочностной доводки.

### Решение задачи оптимизации

Решение задачи оптимизации выполнялось в соответствии со схемой, показанной на Рис. 3.

В качестве критериев при решении задачи оптимизации были заданы КПД турбины компрессора и КПД свободной турбины.

В качестве ограничений использовались газодинамические параметры:

- расход рабочего тела мог отличаться не более чем на 0,5 % от исходного;
- степени понижения полного давления могли отличаться не более чем на 0,5 % от исходных;
- угол выхода потока из турбины мог отличаться не более чем на 5 градусов от исходного.

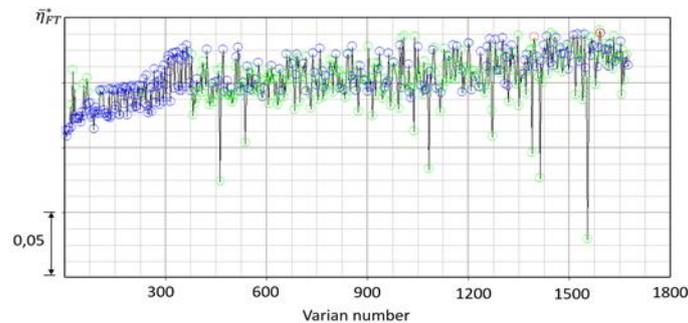
В качестве прочностных ограничений использовались запасы местной длительной прочности и длительной несущей способности.

В качестве геометрических ограничений использовались углы установки хвостовиков, минимальная толщина профиля и контроль наличия перегибов (Рис. 7).

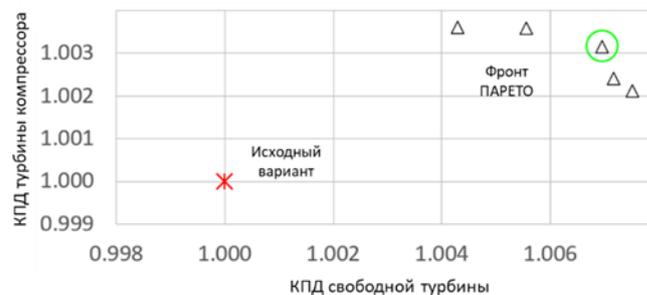
В качестве варьируемых параметров использовались геометрические параметры лопаточных венцов, приведенные на Рис. 4.

В процессе решения задачи оптимизации было рассмотрено около 1600 вариантов турбин. Для примера, на Рис. 8 показана динамика изменения КПД СТ в процессе оптимизации (синими точками отмечены варианты, удовлетворяющие заданным ограничениям, а зелёными – не удовлетворяющие заданным ограничениям). Время расчётов для одного варианта составляло около 45 минут.

Результатом решения задачи оптимизации является фронт Парето-компромиссных решений по критериям повышения КПД турбины компрессора и свободной турбины (Рис. 9). На фронте Парето представлена разница КПД вариантов после оптимизации и исходного.



**Рисунок 8.** Изменение КПД СТ в процессе решения задачи оптимизации.



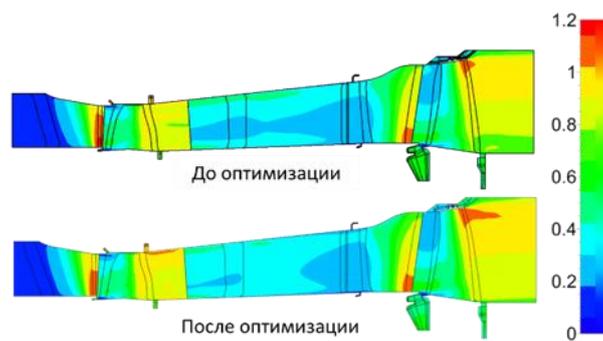
**Рисунок 9.** Полученный в результате решения задачи фронт Парето.

В качестве окончательного решения с полученного фронта Парето была выбрана точка, отмеченная залитым маркером на Рис. 8. Повышение КПД турбины компрессора составило 0,32 %, а повышение КПД свободной турбины составило 0,7 %.

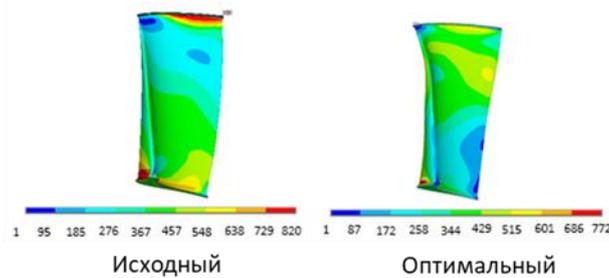
Сравнение рассчитанных полей числа Маха для вариантов турбин до и после оптимизации (Рис. 10) показывает, что основной фактор, позволивший увеличить КПД ТК – уменьшение скоростей в сопловом аппарате ТК. КПД СТ был повышен за счёт более рационального распределения работы по высоте, полученного в результате оптимизации.

Сравнение полей напряжений по лопатке РК СТ до и после оптимизации (Рис. 11) показывает, что были значительно снижены потери в периферийном сечении, что позволило добиться требуемого запаса прочности.

Несмотря на то, что КПД турбин ТК и СТ был повышен, также несколько увеличился уровень скоростей на выходе из СТ, что может привести к увеличению потерь в выходном устройстве турбины. Окончательную оценку о влиянии изменения турбин ТК и СТ на параметры двигателя необходимо выполнять в рамках более комплексной задачи с учётом совместной работы всех узлов двигателя.



**Рисунок 10.** Изменение поля осреднённых чисел Маха в относительном движении в процессе оптимизации.



**Рисунок 11.** Изменение распределения напряжений по лопатке РК СТ в ходе оптимизации.

### Заключение

В результате решения задачи оптимизации получен вариант с увеличенным на 0,32 % КПД турбины компрессора и увеличенным на 0,7 % КПД свободной турбины при выполнении прочностных требований, а также конструкторских и технологических ограничений.

### Литература:

1. Abolhassan A., Ali H.-B., Ahmad A., Hossein P. Multi-point optimization of lean and sweep angles for stator and rotor blades of an axial turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo. 2014. Paper No: GT2014-27016. V02CT38A059. 10 pages.
2. Cremanns K., Roos D., Graßmann A. Sequential vs multidisciplinary coupled optimization and efficient surrogate modelling of a last stage and the successive axial radial diffuser in a low pressure steam turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo. 2014. Paper No: GT2014-25787. V02BT45A006. 11 pages.
3. Maral H., Alpman E., Kavurmaciog L., Camci C. A genetic algorithm based aerothermal optimization of tip carving for an axial turbine blade // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 143. Article 118419. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.069>
4. IOSO Optimization Technology. Access mode: <http://www.iosotech.com>
5. Popov G., Matveev V., Baturin O., Novikova Y., Volkov A. Selection of parameters for blade-to-blade finite-volume mesh for CFD simulation of axial turbines // MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 220. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822003003>
6. Zhang, L., Zangeneh, M., Multidisciplinary optimization of a high-speed low pressure turbine rotor using 3D inverse design method // Proceedings of ASME Turbo Expo 2023, GT2023-102007, June 26-30, 2023, Boston, Massachusetts, USA.
7. Witanowski Ł., Klonowicz P., Lampart P., Suchocki T., Jędrzejewski Ł., Zaniewski D., Klimaszewski P., Optimization of an axial turbine for a small scale ORC waste heat recovery system // Energy (2020), Vol. 285, article No. 118059, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118059>
8. Kang Wei, Wang Yanqing, Xu Quanyong, et al. Discrete-adjoint optimization of axial turbine blade using free-form deformation technique // Journal of Aerospace Power, 2024, 39(X), 20220943. doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220943.

**Благодарности:**

Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда № 23-79-10266, <https://rscf.ru/project/23-79-10266/>.

**Об авторах:**

**ПОПОВ Григорий Михайлович**, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [popov@ssau.ru](mailto:popov@ssau.ru).

**ЗУБАНОВ Василий Михайлович**, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [zubanov.vm@ssau.ru](mailto:zubanov.vm@ssau.ru).

**МЕЛЬНИКОВ Сергей Александрович**, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [melnikov.sa@ssau.ru](mailto:melnikov.sa@ssau.ru).

**ЩЕРБАНЬ Анастасия Ивановна**, инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [korneeva.ai@ssau.ru](mailto:korneeva.ai@ssau.ru).

**Metadata:**

**Title:** Coupled multidisciplinary optimization of a twin-shaft turbine of a promising turboshaft engine.

**Author 1:** Grigory Mikhailovich Popov, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation.

**Author 2:** Anton Vladilenovich Salnikov, Head of the department "Digital support of the vital cycle of the GTE"; FAA "Central Institute of Aviation Engine Engineering named after P. I. Baranov".

**Author 3:** Vasily Mikhailovich Zubanov, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation.

**Author 4:** Sergey Alexandrovich Melnikov, postgraduate student of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation.

**Author 5:** Anastasia Ivanovna Shcherban, engineer of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation.

**Abstract:** The paper presents the results of the linked multidisciplinary optimisation of a single-stage turbine of a compressor and a single-stage free turbine of a promising turboshaft engine. In the process of optimisation, gas dynamic, strength, design and technological constraints were taken into account. Calculation of gas dynamic parameters was performed using 3D CFD modelling. Calculation of strength parameters was performed using 3D CSM modelling. Analysis of geometrical parameters of blade profiles was performed using programmes developed in-house. The geometrical parameters of the blade profiles were used as varied parameters. The total number of varying parameters was 194. As a result of solving the optimisation task, a turbine variant was found with the compressor turbine efficiency 0.32 % higher than that of the original turbine, as well as with the efficiency of the free turbine 0.7 % higher than that of the original one. At the same time the fulfilment of all constraints is ensured.

**Keywords:** axial turbine, parameterization, multidisciplinary optimization, strength, efficiency.