

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ В СТУПЕНИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ МИКРОГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

*А.Л. Карташев, А.А. Мартынов*

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск*

В настоящей статье приведена информация об основных отличительных особенностях микрогазотурбинных установок и их преимуществах по сравнению с прочими автономными источниками электрической энергии. Дано обоснование использования турбины радиально-осевого типа в микрогазотурбинной установке номинальной мощностью 100 кВт. Рассмотрены начальные аналитические проектировочные расчеты данной турбины (без применения средств вычислительной газодинамики) с указанием соответствующих методик расчета. Приведены особенности радиально-осевой турбины как турбомашин, в которой срабатывается большой теплоперепад и имеет место высокая степень реактивности. Описан подход к параметризации геометрии профиля лопатки соплового аппарата турбины с использованием дуг окружностей, кривых Безье и прямолинейных участков. Для данной параметрической геометрии в программном комплексе ANSYS построены расчетная сетка и расчетная модель. Выполнено параметрическое исследование течения в сопловом аппарате различной геометрической конфигурации и определены оптимальные конфигурации по величине скоростного коэффициента для разных значений угла выхода потока из соплового аппарата, где минимальная граница диапазона рассматриваемых углов ограничена технологией изготовления. После исследования соплового аппарата рассмотрена ступень турбины (с учетом течения в рабочем колесе), для которой также были установлены границы изменения геометрических параметров и выполнена серия расчетов. По результатам расчетов определена оптимальная геометрическая конфигурация ступени турбины по критерию максимизации коэффициента полезного действия. Результаты расчета представлены в графическом виде, а также в виде полей скорости и давления в межлопаточных каналах соплового аппарата и рабочего колеса.

*Ключевые слова:* микрогазотурбинная установка, радиально-осевая турбина, вычислительная гидродинамика.

Одним из перспективных направлений развития малой энергетики является разработка и внедрение в народное хозяйство микрогазотурбинных установок (МГТУ) как автономных энергетических агрегатов малой мощности. Привлекательность МГТУ как источника электроэнергии обусловлена высокой надежностью, значительным ресурсом, в 2-3 раза превышающим ресурс дизельных и газопоршневых агрегатов, простотой эксплуатации и обслуживания, высокой экологичностью [1].

Основу МГТУ составляет газотурбинный двигатель, приводящий в действие электрический генератор. Строгой границы между газотурбинной и микрогазотурбинной установками нет, однако принято считать, что в МГТУ должен быть рекуператор теплоты выхлопных газов, благодаря которому повышается ее общий к.п.д. Кроме того, конструкция МГТУ предусматривает одну ступень компрессора и одну ступень турбины, имеющие высокую частоту вращения ( $> 60\,000$  об/мин).

В МГТУ, как правило, применяется газовая турбина радиально-осевого типа по следующим причинам:

- 1) при относительно небольших мощностях к.п.д. радиально-осевых турбин больше, чем у осевых;
- 2) в ступени турбины можно осуществить несколько бóльший теплоперепад, так как при одинаковых напряжениях в рабочем колесе окружные скорости в радиально-осевых турбинах могут быть большими, чем в осевых;
- 3) рабочие колеса турбины проще в изготовлении и надежнее благодаря малому числу лопаток и простой конфигурации.

Параметры турбины должны определяться исходя из ряда требований: высокого к.п.д., необходимой прочности, технологичности и простоты конструкции. В этих требованиях, часто противоречивых, получение высокого к.п.д. ступени представляется одной из главных задач.

Объектом исследований, рассматриваемым в настоящей статье, является радиально-осевая турбина МГТУ-100 (МГТУ, имеющая электрическую мощность 100 кВт). Так как оптимальное значение степени повышения полного давления в компрессоре МГТУ обычно находится в диапазоне 4,5...5,5 [2, 3], степень понижения полного давления в турбине с учетом гидравлических потерь в камере сгорания, рекуператоре и выхлопном устройстве составляет  $\pi_T^* > 3,5...4$ . Столь высокая величина теплоперепада традиционно срабатывалась в двухступенчатых турбинах, однако с целью упрощения конструкции, улучшения ремонтпригодности и снижения стоимости требуется спроектировать высокоэффективную одноступенчатую радиально-осевую турбину. В случае МГТУ-100 степень понижения полного давления в турбине  $\pi_T^* = 4,1$ .

На первом этапе проектирования выполнен газодинамический расчет турбины по средним параметрам по методике, приведенной в работе [4]. При этом контролировалось выполнение следующих условий:

1. Окружная скорость на входе в рабочее колесо не должна превышать допустимую  $u_{\text{доп}} \approx 515$  м/с. Для принятой частоты вращения вала  $n = 65\,000$  об/мин соответствующий диаметр на входе в колесо  $d_1 = 150$  мм.

2. Приведенная скорость газового потока на выходе из соплового аппарата  $\lambda \leq 1$ . Данное условие приводит к необходимости задаваться достаточно высокой степенью реактивности турбины (степени использования тепловой энергии газа в колесе турбины):  $\rho \approx 0,53$ , что лежит за пределами диапазона оптимальных значений  $\rho_{\text{опт}} \in 0,15..0,5$  [4].

3. Соблюдение геометрических ограничений, связанных с технологичностью изготовления ступени турбины.

В результате расчета определены основные размеры турбины (высоты лопаток и диаметры, на которых они расположены), в которые в соответствии с методикой, приведенной в работе [5], вписаны периферийный и втулочный меридиональные обводы (рис. 1, б).

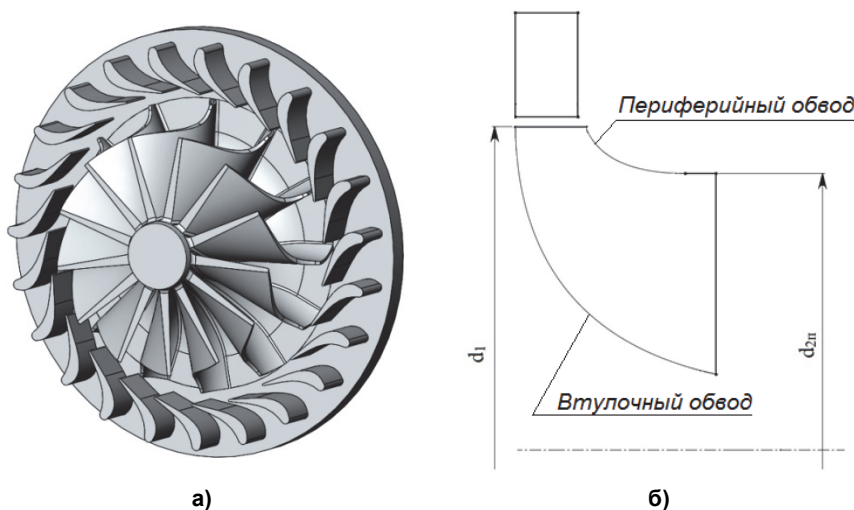


Рис. 1. Радиально-осевая турбина: а – трехмерное представление; б – меридиональное сечение;  $d_1$  – диаметр на входе в рабочее колесо;  $d_{2n}$  – диаметр периферийного обвода на выходе из рабочего колеса

Профиль лопатки рабочего колеса построен путем его изгиба по дуге параболы. Профиль лопатки соплового аппарата задан параметрической моделью (рис. 2). Контуры спинки и корытца сопловой лопатки образованы кривой Безье и прямолинейным выходным участком каждый, входная и выходная кромки заданы дугами окружностей.

На следующем этапе проектирования выполнены анализ и оптимизация течения в сопловой решетке с использованием методов вычислительной гидродинамики (CFD). Для этой цели в программном комплексе ANSYS CFX подготовлена трехмерная параметрическая расчетная модель

## Расчет и конструирование

течения в одном межлопаточном канале решетки (с учетом галтели в области втулочного обвода) с учетом информации об опыте трехмерного численного моделирования турбомашин и рекомендаций, приведенных в работах [6–20].

Варьируемыми параметрами лопатки являлись:

1. Геометрические параметры  $l_{удл}$ ,  $\delta$ ,  $\gamma$  – как в наибольшей степени влияющие на форму профиля. Длины прямолинейных участков спинки и корытца приняты равными  $l_{сп} = 0,45 \cdot l$ ;  $l_{кор} = 0,35 \cdot l$ , размеры кромок  $d_{вх} = 5$  мм,  $d_{вых} = 1$  мм.

2. Количество лопаток  $n_{са} = 22; 23; 24$ .

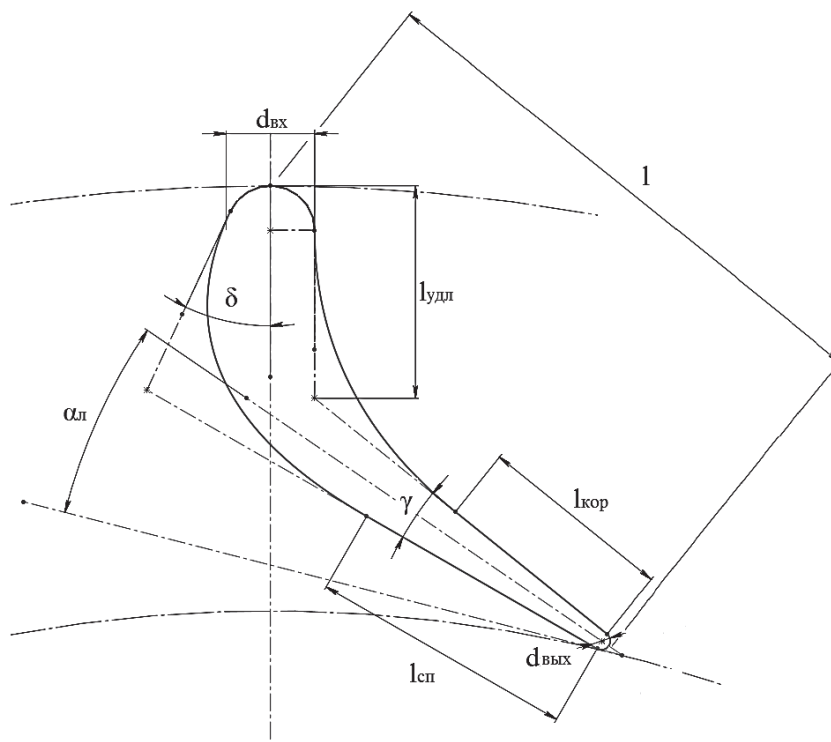


Рис. 2. Параметризация профиля сопловой лопатки:  $l$  – хорда профиля;  $d_{вх}$  – диаметр входной кромки лопатки;  $d_{вых}$  – диаметр выходной кромки лопатки;  $l_{удл}$  – радиальное удлинение лопатки;  $\delta$  – угол отгиба лопатки;  $\alpha_л$  – лопаточный угол на выходе из соплового аппарата;  $\gamma$  – угол расклинки лопатки;  $l_{кор}$  – длина прямолинейного участка корытца;  $l_{сп}$  – длина прямолинейного участка спинки

Оптимальные форма и количество лопаток находились для каждого значения угла  $\alpha_л = 12; 15; 20; 25^\circ$  (существует технологическое ограничение на изготовление лопатки с  $\alpha_л < 12^\circ$ ). При этом угол потока на выходе из соплового аппарата  $\alpha_1$  в первом приближении рассчитывался по формуле [4]:

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{a}{tq(\lambda_{с1})}\right), \quad (1)$$

где  $a$  – ширина узкого сечения;  $t$  – шаг;  $q$  – газодинамическая функция расхода;  $c_1$  – скорость потока в абсолютном движении на выходе из соплового аппарата;

Действительное значение угла  $\alpha_1$  устанавливалось по результатам расчета в ANSYS CFX.

С использованием модуля ANSYS TurboGrid построена расчетная сетка (рис. 3), качество которой контролировалось относительно стандартных критериев, реализованных в модуле. Количество расчетных ячеек при этом составило  $\approx 550\,000$ .

Рассматривалась стационарная задача, в качестве модели турбулентности выбрана SST-Ментера. Задавалась следующая комбинация граничных условий: полная температура  $T_0^*$  и расход газа  $G_T$  на входе в расчетную область – статическое давление  $p_1$  на выходе из нее. Статическое давление  $p_1$  предварительно определялось в газодинамическом расчете турбины по средним

параметрам для каждого значения угла потока  $\alpha_1$ . Требуемый перепад давлений в сопловом аппарате  $\frac{P_0^*}{P_1}$  обеспечивался за счет изменения высоты лопатки в расчетной модели.

В качестве критерия оптимизации принят коэффициент скорости  $\varphi$  – величина, учитывающая потери в сопловом аппарате. Кроме того, оценивалось значение коэффициента восстановления полного давления в расчетной области  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{P_0^*}{P_1^*}, \tag{2}$$

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1r}}, \tag{3}$$

где  $P_0^*$  – полное давление на входе в сопловой аппарат;  $P_1^*$  – полное давление на выходе из соплового аппарата;  $c_1$  – действительная скорость на выходе из соплового аппарата;  $c_{1r}$  – теоретическая скорость на выходе из соплового аппарата.

На рис. 4 приведен вид оптимизированной сопловой решетки с лопаточным углом  $\alpha_{л} = 12$  и количеством лопаток  $n_{са} = 23$ .

На рис. 5 и 6 показаны результаты расчета данной оптимизированной сопловой решетки.

Как следует из рис. 5, в межлопаточном канале отсутствуют пространственные завихрения и неравномерности течения.

На рис. 6 приведены результаты расчета в виде полей скорости и давления на средней линии сопловой решетки, из которых следует отсутствие выраженных отрывных зон на спинке и корытце лопатки.

Далее выполнено параметрическое исследование течения в ступени радиально-осевой турбины. Варьируемыми параметрами являлись лопаточный угол  $\alpha_{л}$  соплового аппарата (путем подстановки в расчетную модель соответствующей оптимизированной сопловой лопатки) и диаметр периферийного обвода  $d_{2п}$  на выходе из рабочего колеса. Радиальный зазор в рабочем колесе при этом оставался постоянным  $\delta_{рз} = 0,8$  мм.

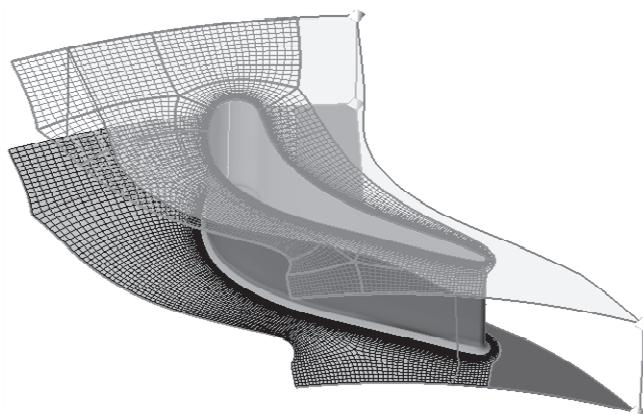


Рис. 3. Расчетная сетка в межлопаточном канале соплового аппарата

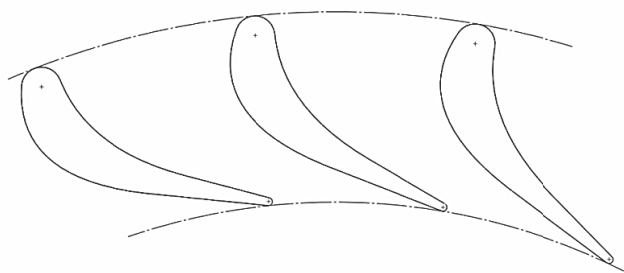


Рис. 4. Оптимизированная сопловая решетка

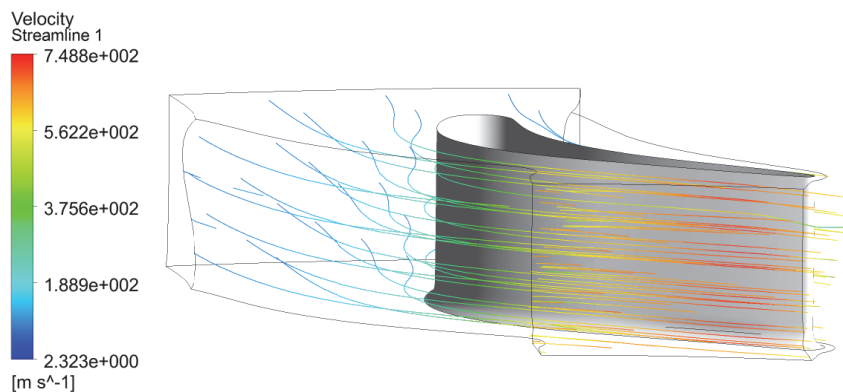


Рис. 5. Пространственное течение в сопловом аппарате

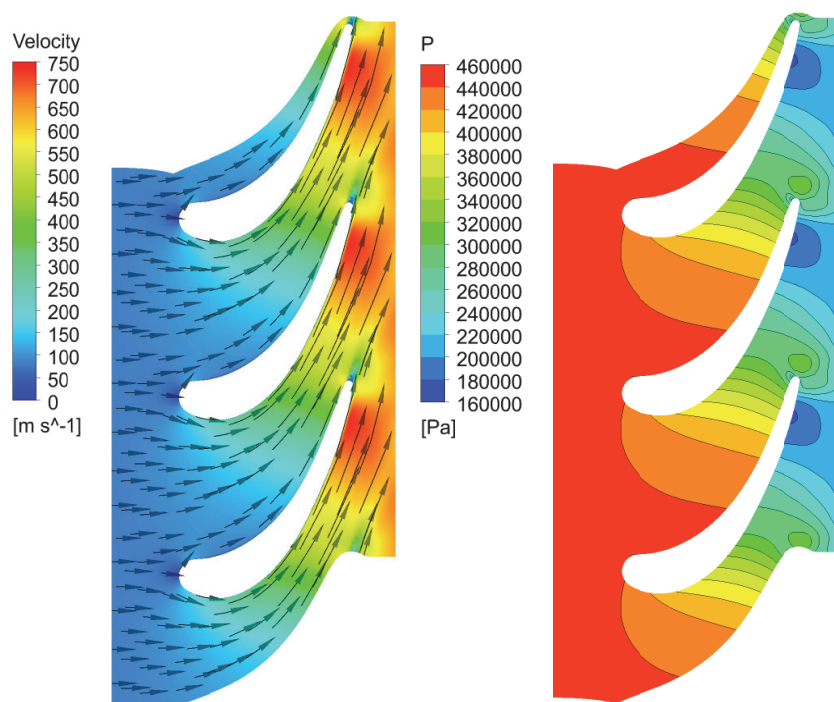


Рис. 6. Поле скорости и давления в сопловом аппарате

В данном случае при построении расчетной модели необходимо выполнить условие приблизительного равенства площадей на выходе из статорной части расчетной области и на входе в роторную часть расчетной области. Для этого в расчетную модель включены 3 межлопаточных канала соплового аппарата и 2 межлопаточных канала рабочего колеса (рис. 7).

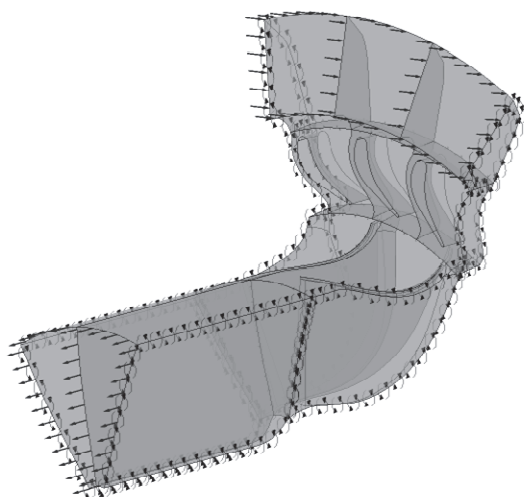


Рис. 7. Расчетная модель ступени турбины

Общее количество ячеек расчетной сетки составило  $\approx 2\,500\,000$ .

В качестве граничных условий также задавалась комбинация: полная температура  $T_0^*$  и расход газа  $G_r$  на входе в сопловой аппарат – статическое давление  $p_2$  на выходе из рабочего колеса. Критерием оптимизации являлся коэффициент полезного действия турбины  $\eta$ .

На рис. 8 представлены результаты расчета варианта с  $\alpha_l = 12^\circ$  и  $d_{2п} = 116$  мм в виде поля скорости на средней линии ступени турбины.

Из рис. 8 видно, что на спинке рабочей лопатки за входной кромкой имеет место отрыв потока. Как следует из расчетов, отрыва потока не удастся избежать даже при использовании сопловой решетки с  $\alpha_l = 25^\circ$  ( $\alpha_1 \approx 28^\circ$ ). В качестве решения проблемы может быть предложено специальное профилирование

рабочей лопатки, однако оно требует дополнительного исследования.

Результаты оптимизационных расчетов представлены на рис. 9 в виде графической зависимости к.п.д. ступени турбины от  $\alpha_l$  и  $d_{2п}$ , где указанные значения параметров соответствуют рассматриваемому диапазону. Максимальный к.п.д. ступени турбины  $\eta$  достигается в т.А.:  $\alpha_l = 12^\circ$  и  $d_{2п} = 116$  мм (рис. 9).

Таким образом, математическое моделирование течения с использованием ANSYS CFX позволяет найти оптимальную геометрическую конфигурацию ступени радиально-осевой турбины в рамках существующих технологических ограничений. На следующем этапе исследования

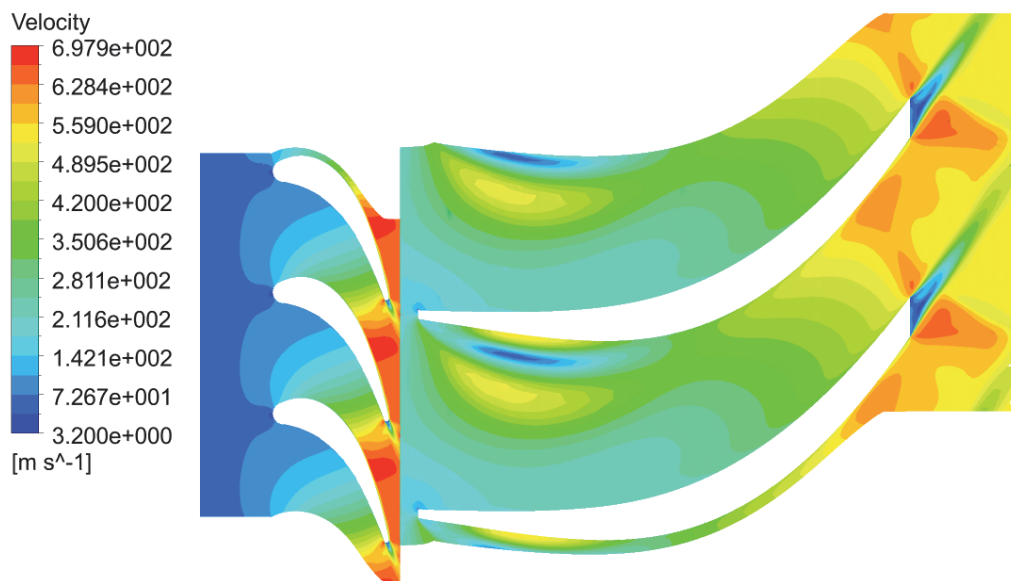
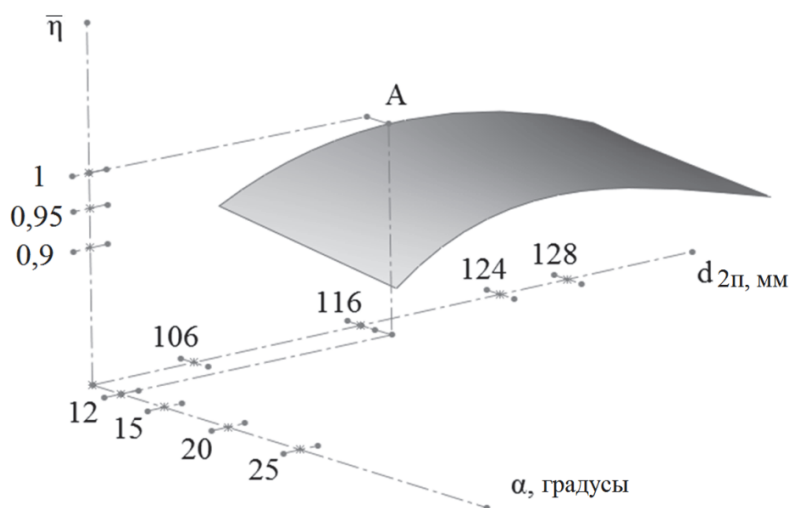


Рис. 8. Скорость потока на средней линии ступени турбины

Рис. 9. Зависимость относительного к.п.д ступени турбины от  $\alpha_n$  и  $d_{2n}$ 

будет выполнена верификация полученных результатов на испытательном стенде, которая позволит судить о правильности построения расчетной модели и алгоритма оптимизации.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках комплексного проекта «Создание производства модельного ряда микротурбинных энергоустановок нового поколения» по договору № 02.G25.31.0078 от 23.05.2013 г. между Министерством образования и науки Российской Федерации и Открытым акционерным обществом «Специальное конструкторское бюро «Турбина» в кооперации с головным исполнителем НИОКТР – Федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет).

#### Литература

1. Обзор и состояние развития современных газотурбинных установок малой мощности. – <http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0001x.pdf> (дата обращения: 19.01.2015).

2. Дегтярь, Б.Г. Исследование режимов работы энергетической микротурбинной установки / Б.Г. Дегтярь, А.Л. Карташев, А.А. Мартынов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Т. 13, № 2. – С. 132–135.

## Расчет и конструирование

3. Батури́н, О.В. Выбор оптимальных схемы и параметров рабочего процесса автономной микрогазотурбинной установки / О.В. Батури́н, Ю.Д. Смирнова // Вестник СГАУ. – 2012. – № 3, ч. 2. – С. 257–262.
4. Митрохин, В.Т. Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах / В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.
5. Шерстюк, А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарянкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
6. Дмитриева, И.Б. Автоматизация создания объемной модели пера лопатки в ANSYS TurboGrid на базе традиционного представления его геометрии / И.Б. Дмитриева, Л.С. Шаблий // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. С.П. Королёва. – Самара, 2011. – № 3 (27), ч 3. – С. 106–111.
7. Опыт использования ANSYS CFX при доводке конструкции лопаток турбины авиационного двигателя. – [http://cae-expert.ru/sites/default/files/opyt\\_ispolzovaniya\\_ansys\\_cfx\\_pri\\_dovodke\\_konstrukcii\\_lopatok\\_turbiny\\_aviacionnogo\\_dvigatelya.pdf](http://cae-expert.ru/sites/default/files/opyt_ispolzovaniya_ansys_cfx_pri_dovodke_konstrukcii_lopatok_turbiny_aviacionnogo_dvigatelya.pdf) (дата обращения: 20.01.2015).
8. Попов, Г.М. Газодинамическая и прочностная доводка малоразмерной осевой турбины / Г.М. Попов, Д.А. Колмакова, А.В. Кривцов. – <http://www.mai.ru/upload/iblock/abe/abe50d69976d6fd176f3b4aba9985bfe.pdf> (дата обращения: 20.01.2015).
9. Панов, Д.Ю. Использование ANSYS CFX для прогнозирования характеристик решетки сопловых лопаток газовой турбины с профилированной торцевой стенкой / Д.Ю. Панов, В.В. Риз, Е.М. Смирнов. – <http://www.cadfem-cis.ru/case-studies/art/artcl/ispolzovanie-ansys/> (дата обращения: 20.01.2015).
10. Григорьев, В.А. Численное газодинамическое моделирование одноступенчатых центробежных турбин сверхмалой мощности / В.А. Григорьев, Д.С. Калабухов, В.М. Радько. – [file:///F:/Downloads/vidv\\_2013\\_2\\_21.pdf](file:///F:/Downloads/vidv_2013_2_21.pdf) (дата обращения: 22.01.2015).
11. Krivcov A.V. Gas-dynamic modeling of gas turbine engine components collaborative workflow / A.V. Krivcov, L.S. Shabliy, O.V. Baturin // The open mechanical engineering journal. – 2014. – No. 8. – P. 445–449. DOI: 10.2174/1874155X01408010445
12. Leylek, Z. An investigation into Performance modeling of a small Gas turbine engine / Z. Leylek. – Australia, Published by Air Vehicles Division, 2012. – 31 p. DOI: 10.1115/GT2013-94405
13. Swirydczuk, J. CFD modelling of turbine stage stator/rotor interaction / J. Swirydczuk. – <http://www.task.gda.pl/files/quart/TQ2006/02/TQ210P-E.PDF> (accessed 15 May 2015).
14. Turbine stator well-flow modeling / V.N.D. Autef, J.W. Chew, N.J. Hills, I.L. Brunton // 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. – Lyon. – July 2007.
15. Optimisation techniques applied to the design of gas turbine blades cooling systems / D. Coutadin, L. Bucchieri, L. Brugali, M. Galbiati. – <http://www.enginsoft.com/assets/img/tecnology/cfd/03.GasTurbineBladesCooling.pdf> (accessed 15 May 2015). DOI: 10.1115/GT2006-90771
16. CFD aerodynamic performance validation of a two-stage high pressure turbine / M. Sridhar, S. Sunnam, S. Goswami, J.S. Lin // Turbine Technical Conference and Exposition. – Vancouver, 2011. – Vol. 7. – P. 1175–1184. DOI: 10.1115/GT2011-45569
17. Einzinger, J. Design optimization of flow path with ANSYS Workbench and optiSLang / J. Einzinger. – [http://www.dynardo.de/fileadmin/Material\\_Dynardo/bibliothek/WOST\\_5.0/WOST\\_5\\_Praesentation\\_Einzinger.pdf](http://www.dynardo.de/fileadmin/Material_Dynardo/bibliothek/WOST_5.0/WOST_5_Praesentation_Einzinger.pdf) (accessed 15 May 2015).
18. Wiberg, W. Aerodynamic design of a gas turbine rotor blade for the KTH test turbine / W. Wiberg, N. Anton. – <http://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordId=3857854&fileId=3857860> (accessed 15 May 2015).
19. Marcu, B. Turbine design and analysis for the J-2X engine turbopumps / B. Marcu. – <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20080036829.pdf> (accessed 17 May 2015).
20. ANSYS CFX Tutorials. – [http://congtrinhthep.vn/tailieuketcaucom/Umy/28-01-2012/ans-cfx%20tutor\(draft\).pdf](http://congtrinhthep.vn/tailieuketcaucom/Umy/28-01-2012/ans-cfx%20tutor(draft).pdf) (accessed 17 May 2015).

**Карташев Александр Леонидович.** Доктор технических наук, профессор кафедры «Летательные аппараты и автоматические установки», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, [al\\_kartashev@mail.ru](mailto:al_kartashev@mail.ru).

Мартынов Андрей Анатольевич. Аспирант кафедры «Летательные аппараты и автоматические установки», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, andmartynov@list.ru.

Поступила в редакцию 2 июля 2015 г.

## MATHEMATICAL MODELING AND OPTIMIZATION OF FLOW STRUCTURE IN FRANCIS TURBINE STAGE OF MICROTURBINE POWER PLANT

A.L. Kartashev, South Ural State University, Russian Federation, al\_kartashev@mail.ru,

A.A. Martynov, South Ural State University, Russian Federation, andmartynov@list.ru

This article presents information about the main distinguishing features of microturbine power plants and their advantages in comparison with other stand-alone sources of electricity. The justification of the use of Francis turbine in microturbine power plants with rated power of 100 kW is given. Initial analytical Engineering calculations of the turbine (without using computational fluid dynamics) with appropriate calculation methods are considered. The basic features of Francis turbine as a turbomachine, which operates a large heat drop with a high degree of reactivity are described. The approach to the definition of the geometry of the blade profile of turbine nozzles using arcs, Bezier curves and straight sections is given. For the parametric geometry in ANSYS program computational grid and calculation model were created. A parametric study of the flow in the nozzle was performed with various geometric configurations and the optimum configuration for the value of the speed ratio for different values of the angle of the output stream from the nozzle unit was determined (where the minimum of the range of angles under consideration is limited to manufacturing technology). After exploring the nozzle the flow in turbine stage was studied (taking into account the flow in the impeller), for which limits of variation of geometrical parameters were also set and series of calculations were performed. The calculations determined the optimal geometry of the turbine stage on the criterion of maximizing efficiency. The calculation results are presented in graphical form, as well as the velocity and pressure fields at the interscapular channels of nozzle unit and the impeller.

*Keywords: microturbine power plant, Francis turbine, computational fluid dynamics.*

### References

1. *Obzor i sostoyanie razvitiya sovremennykh gazoturbinnnykh ustanovok maloy moshchnosti* [Overview and State of Development of Modern Gas Turbines of Small Power]. Available at: <http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0001x.pdf> (accessed 19 January 2015).
2. Degtyar B.G., Kartashev A.L., Martynov A.A. [Investigation of Modes of Micro Gas Turbine Power Plant]. *Bulletin of South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2013, no. 2, iss. 13, pp. 132–135. (in Russ.)
3. Baturin O.V., Smirnova Yu.D. [Selection of Optimal Scheme and Workflow Options Autonomous Mikrogazoturbinnoy Installation]. *Bulletin of Samara State Aerospace University*, 2012, no. 3, pp. 257–262. (in Russ.)
4. Mitrokhin V.T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitel'noy turbiny na stacionarnykh i perekhodnykh rezhimakh* [Selection of Parameters and Calculation of the Centripetal Turbine at Steady State and Transient Conditions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 228 p.
5. Sherstyuk A.N. *Radialno-oseviye turbiny maloy moshchnosti* [Low Power Francis Turbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p.
6. Dmitrieva I.B., Shabliy L.S. [Automatic Creation of Volumetric Model of Airfoil in ANSYS



## Расчет и конструирование

---

TurboGrid Based on the Traditional View of Its Geometry]. *Bulletin of Samara State Aerospace University*, 2011, no. 3, pp. 106–111. (in Russ.)

7. *Opyt ispol'zovaniya ANSYS CFX pri dovodke konstruksii lopatok turbiny aviatsionnogo dvigatelya* [Experience with ANSYS CFX in Finishing the Construction of the Turbine Blades of Aircraft Engine]. Available at: [http://cae-expert.ru/sites/default/files/opyt\\_ispolzovaniya\\_ansys\\_cfx\\_pri\\_dovodke\\_konstrukcii\\_lopatok\\_turbiny\\_aviacionnogo\\_dvigatelya.pdf](http://cae-expert.ru/sites/default/files/opyt_ispolzovaniya_ansys_cfx_pri_dovodke_konstrukcii_lopatok_turbiny_aviacionnogo_dvigatelya.pdf) (accessed 20 January 2015).

8. Popov G.M., Kolmakova D.A., Krivtsov A.V. *Gazodinamicheskaya i prochnostnaya dovodka malo-razmernoy osevoy turbiny* [Gas Dynamics and Strength Finishing of Small Axial Turbine]. Available at: <http://www.mai.ru/upload/iblock/a6e/a6e50d69976d6fd176f3b4a6a9985bfe.pdf> (accessed 20 January 2015).

9. Panov D.Yu., Ris V.V., Smirnov E.M. *Ispol'zovanie ANSYS CFX dlya prognozirovaniya kharakteristik reshetki soplo vykh lopatok gazovoy turbiny s profilirovannoy tortsevoy stenкой* [Using ANSYS CFX to Predict the Characteristics of the Lattice Gas Turbine Nozzle Vanes with Shaped End Wall]. Available at: <http://www.cadfem-cis.ru/case-studies/art/artcl/ispolzovanie-ansys> (accessed 20 January 2015).

10. Grigoryev V.A., Kalabukhov D.S., Radko V.M. *Chislennoe gazodinamicheskoe modelirovanie odnostupenchatykh tseostremitel'nykh turbin sverhmaloy moshchnosti* [Numerical Gas-Dynamic Simulation Single-Stage Centripetal Low Power Turbine]. Available at: [file:///F:/Downloads/vidv\\_2013\\_2\\_21.pdf](file:///F:/Downloads/vidv_2013_2_21.pdf) (accessed 22 January 2015).

11. Krivtsov A.V., Shabliy L.S., Baturin O.V. Gas-Dynamic Modeling of Gas Turbine Engine Components Collaborative Workflow. *Open mechanical engineering journal*, 2014, no. 8, pp. 445–449. DOI: 10.2174/1874155X01408010445

12. Leyek Z. An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine. Australia, Published by Air Vehicles Division, 2012. 31 p. DOI: 10.1115/GT2013-94405

13. Swirycdzuk, J. CFD Modelling of Turbine Stage Stator/Rotor Interaction. Available at: <http://www.task.gda.pl/files/quart/TQ2006/02/TQ210P-E.PDF> (accessed 15 May 2015).

14. Autef V.N.D., Chew J.W., Hills N.J., Brunton I.L. Turbine Stator Well-Flow Modeling. *8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*. Lyon, July 2007.

15. Coutadin D., Bucchieri L., Brugali L., Galbiati M. Optimisation Techniques Applied to the Design of Gas Turbine Blades Cooling Systems. Available at: <http://www.enginsoft.com/assets/img/tecnology/cfd/03.GasTurbineBladesCooling.pdf> (accessed: 15 May 2015). DOI: 10.1115/GT2006-90771

16. Sridhar M., Sunnam S., Goswami S., Lin J.S. CFD Aerodynamic Performance Validation of a Two-Stage High Pressure Turbine. *Turbine Technical Conference and Exposition*. Vancouver, 2011, vol. 7, pp. 1175–1184. DOI: 10.1115/GT2011-45569

17. Einzinger J. Design Optimization of Flow Path with ANSYS Workbench and OptiSLang. Available at: [http://www.dynardo.de/fileadmin/Material\\_Dynardo/bibliothek/WOST\\_5.0/WOST\\_5\\_Praesentation\\_Einzinger.pdf](http://www.dynardo.de/fileadmin/Material_Dynardo/bibliothek/WOST_5.0/WOST_5_Praesentation_Einzinger.pdf) (accessed 15 May 2015).

18. Wiberg W., Anton N. Aerodynamic Design of a Gas Turbine Rotor Blade for the KTH Test Turbine. Available at: <http://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordId=3857854&fileId=3857860> (accessed 15 May 2015).

19. Marcu B. Turbine Design and Analysis for the J-2X Engine Turbopumps. Available at: <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20080036829.pdf> (accessed 17 May 2015).

20. ANSYS CFX Tutorials. Available at: [http://congrinhthep.vn/tailieuketcaucom/Umy/28-01-2012/ans-cfx%20tutor\(draft\).pdf](http://congrinhthep.vn/tailieuketcaucom/Umy/28-01-2012/ans-cfx%20tutor(draft).pdf) (accessed 17 May 2015).

*Received 2 July 2015*

---

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СТАТЬИ

Карташев, А.Л. Математическое моделирование и оптимизация структуры течения в ступени радиально-осевой турбины микрогазотурбинной установки / А.Л. Карташев, А.А. Мартынов // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2015. – Т. 15, № 3. – С. 28–36.

### REFERENCE TO ARTICLE

Kartashev A.L., Martynov A.A. Mathematical Modeling and Optimization of Flow Structure in Francis Turbine Stage of Microturbine Power Plant. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2015, vol. 15, no. 3, pp. 28–36. (in Russ.)