

ОПТИМИЗАЦИЯ ТУРБИННОГО ДИФFUЗОРА МНОГОЦЕЛЕВОЙ МИКРОТУРБИНЫ

Косач Л.А.¹, Горновский А.С.¹, к.т.н. Костюков А.В.¹, Елисеев К.Ю.²

¹Московский политехнический университет,

²Центральный институт авиационного моторостроения,

kosachlev90@mail.ru

Одна из областей применения микротурбин – использование их в составе гибридной трансмиссии. Это позволит значительно повысить экологичность транспортных средств. Одной из проблем микротурбин с радиальной турбиной и теплообменником является эффективное торможение потока газа за турбиной в затурбинном диффузоре. Цель данной работы – расчетное исследование течения потока газа в диффузорах различных конструкций с целью определения оптимальной (по потерям полного давления и равномерности поля скоростей) конструкции. Для исследования были взяты два варианта компоновки микротурбины. В первом случае ось вращения теплообменного аппарата располагалась параллельно оси вращения рабочего колеса ступени турбины, во втором случае – перпендикулярно. С целью минимизации потерь геометрия выходного устройства первого варианта компоновки микротурбины варьировалась, в частности, рассматривалось выходное устройство без и с дефлекторами. Из результатов расчетов следует, что ввод в геометрию выходного устройства дефлекторов позволяет снизить вихреобразование и, соответственно, потери полного давления. Для определения потерь и оптимального значения угла раскрытия диффузора для второго варианта компоновки двигателя была проведена серия расчетов течения в ступени радиально-осевой турбины с варьированием угла наклона верхней образующей выходного диффузора α ($0,0^\circ$, $2,5^\circ$, $4,0^\circ$, $6,0^\circ$, $7,0^\circ$). Предварительно было проведено исследование влияния выбранной модели турбулентности и размера сетки на результаты расчета. Анализ результатов расчетов показал, что минимальные потери полного давления и максимальное повышение статического давления обеспечивает диффузор с углом наклона верхней образующей 6° . Увеличение угла наклона верхней образующей 7° приводит к развитым отрывным течениям и росту потерь. Сравнительный анализ полученных данных для различных вариантов исполнения диффузора показал, что второй вариант компоновки микротурбины (с прямым кольцевым затурбинным диффузором) имеет значительно меньшие потери полного давления в выходном устройстве турбины.

Ключевые слова: диффузор, теплообменный аппарат, гидравлическое сопротивление, отрыв потока

Введение

В настоящее время активно развивается рынок энергетических установок на базе малоразмерных газотурбинных двигателей (микротурбин). Связано это с хорошо известными свойствами современных микротурбин, такими как работа на практически любом топливе (в том числе и на возобновляемом), малое и редкое техническое обслуживание, достаточно высокая экономичность, малый уровень шума и по сравнению с поршневыми двигателями существенно меньший вес и экологическая чистота [1]. Одна из областей применения таких установок – использование их в составе гибридной трансмиссии транспортных средств. Применение гибридной трансмиссии позволит значительно повысить экономичность и экологичность транспортных средств. В настоящий момент кафедрой «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»

Московского политехнического университета ведется разработка подобных установок мощностью 50 кВт (могут использоваться в составе гибридной силовой установки автобусов) и 300 кВт (для специализированной техники).

Конструктивная схема применяемых микротурбин, как правило, одновальная, с радиальной турбиной и теплообменником [2]. Одной из проблем таких схем являются эффективное торможение потока газа за турбиной в затурбинном диффузоре (патрубке) и равномерное распределение потока газа по фронтальной поверхности теплообменника. Как известно [3], на эффективность работы затурбинного диффузора оказывают влияние его форма и размеры и, значит, компоновка и размеры микротурбины.

Цель исследования

Целью данной работы является расчетное исследование течения потока газа в диффузо-

рах различных конструкций с целью определения оптимальной (по потерям полного давления и равномерности поля скоростей) конструкции.

Материалы, методы и результаты исследования

В данной работе проведен сравнительный анализ потерь в затурбинных выходных устройствах одновальнй микротурбины с роторным теплообменником мощностью 50 кВт и эффективным КПД 37% [4].

Для исследования были взяты два варианта компоновки микротурбины, различающиеся расположением теплообменного аппарата. В первом случае ось вращения теплообменного аппарата располагалась параллельно оси вращения рабочего колеса ступени турбины, во втором случае ось вращения теплообменного аппарата располагалась перпендикулярно оси вращения рабочего колеса ступени турбины (рис. 1).

Размеры микротурбин с разными компоновками взяты примерно одинаковыми.

Преимуществом первого варианта компоновки двигателя является отсутствие осе-ради-

ального поворота и симметричность компоновки двигателя. В тоже время форма диффузора получается сложной, и поток имеет тенденцию к отрыву от стенок (рис. 1).

Исследование потерь в выходных устройствах турбины выполнялось посредством расчета объемного, вязкого, сжимаемого течения газа в программном комплексе *Ansys CFX*.

В расчетную модель входила ступень турбины с выходным устройством.

Модель турбулентности – SST.

Граничные условия:

- вход: полное давление (282000 Па), полная температура (1233 К), радиальный вход;
- выход: осредненное статическое давление (101300 Па), включен учет обратных токов;
- стенки адиабатные;
- частота вращения рабочего колеса 60000 об/мин.

С целью минимизации потерь геометрия выходного устройства первого варианта компоновки микротурбины варьировалась, в частности рассматривалось выходное устройство без и с дефлекторами (рис. 2).

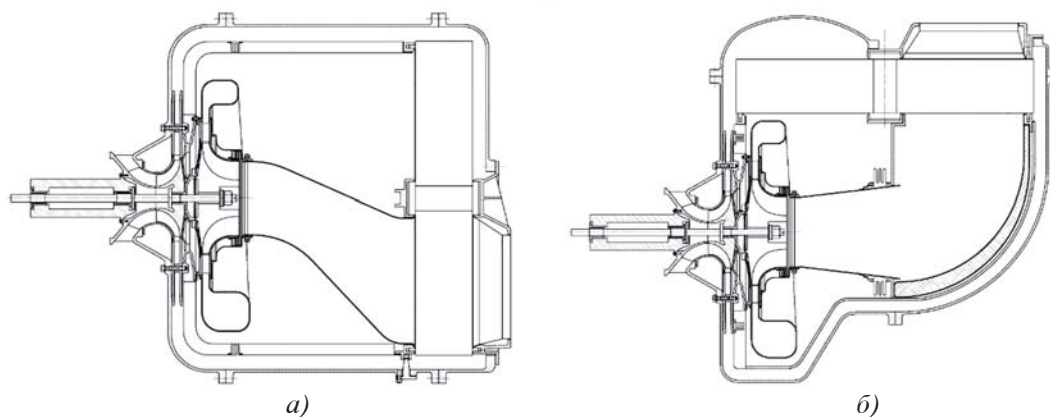


Рис. 1. Варианты компоновки двигателя:

а – ось вращения теплообменного аппарата параллельна оси вращения рабочего колеса ступени турбины;
б – ось вращения теплообменного аппарата перпендикулярна оси вращения рабочего колеса ступени турбины

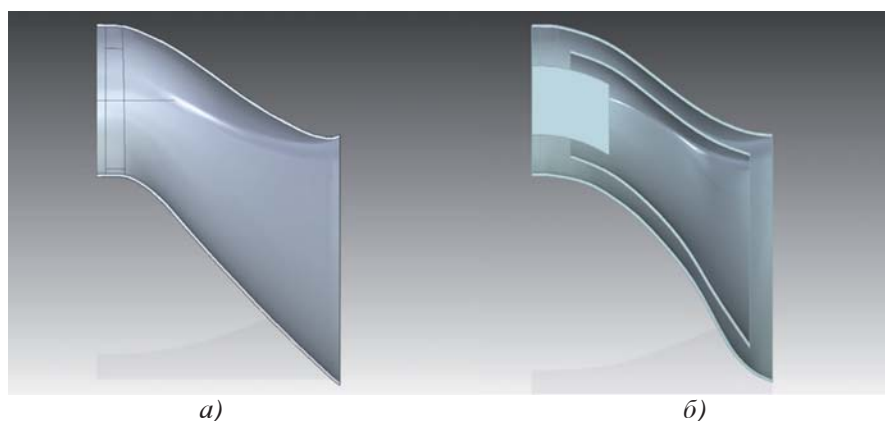


Рис. 2. Варианты исполнения выходного устройства: *а* – без дефлекторов; *б* – с дефлекторами

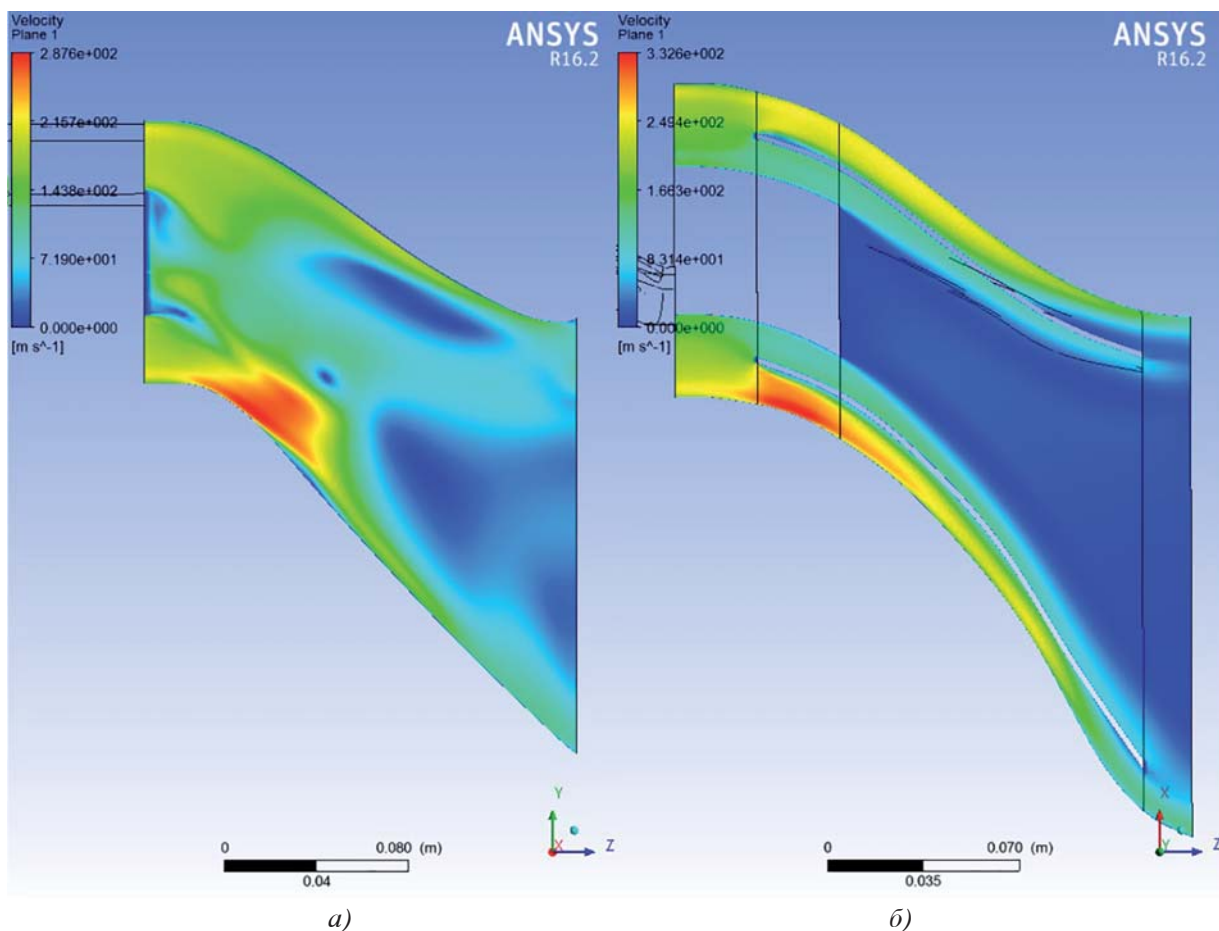


Рис. 3. Поля скоростей в вариантах исполнения диффузора:
a – без дефлекторов; *б* – с дефлекторами

Из результатов расчетов (рис. 3) следует, что использование затурбинного диффузора без дефлекторов приводит к появлению вихревых течений в большей части объема канала, что ведет к неприемлемому росту потерь давления, а также к большим градиентам скорости на выходе из канала. Ввод в геометрию выходного устройства дефлекторов позволяет снизить вихреобразование и, соответственно, потери полного давления.

Ниже представлены результаты, полученные для оптимизированной геометрии (с дефлекторами) выходного устройства турбины для первого варианта компоновки микротурбины (табл. 1).

Второй вариант компоновки микротурбины предполагает другой вариант исполнения турбинного выходного устройства. Для описания его можно условно разделить на две части: прямой кольцевой диффузор и осе-радиальный поворот.

Таблица 1

Параметры потока в оптимизированном выходном устройстве турбины первого варианта компоновки газотурбинного двигателя

| Параметры потока | Вход в диффузор | Выход из диффузора | Потери полного давления в диффузоре |
|--------------------------------|-----------------|--------------------|-------------------------------------|
| Статическое давление, Па | 99983 | 101291 | 1308 |
| Абсолютное полное давление, Па | 107681 | 102122 | 5559 |
| Скорость абсолютная, м/с | 198.1 | 38.2 | 159.9 |

Для определения потерь и оптимального значения угла раскрытия диффузора была проведена серия расчетов течения в ступени радиально-осевой турбины с варьированием угла наклона верхней образующей выходного диффузора α ($0,0^\circ$, $2,5^\circ$, $4,0^\circ$, $6,0^\circ$, $7,0^\circ$).

Расчеты выполнялись в расчетном комплексе *Numeca* (программа *Fine/Turbo*) в объемной, вязкой и сжимаемой постановке.

В расчетную модель входила ступень турбины с выходным устройством.

Модель турбулентности Спаларта-Аллмараса.

Граничные условия:

- вход: полное давление (282000 Па), полная температура (1233 К), радиальный вход;
- выход: осредненное статическое давление (101300 Па), опция *backflow control*, обеспечивающая учет обратных токов, включена;
- стенки адиабатные;
- частота вращения рабочего колеса 60000 мин⁻¹.

Использование модели турбулентности Спаларта-Аллмараса объясняется следующими факторами [5]:

- модель турбулентности Спаларта-Аллмараса является более простой моделью турбулентности, нежели модель SST, в связи с чем расчет с ее использованием занимает меньшее количество времени, что особенно важно в проекторочных расчетах, требующих большого количества запусков с учетом изменений геометрии исследуемого канала;
- модель турбулентности Спаларта-Аллмараса показывает высокую степень точности моделирования турбулентных течений.

Для проверки возможности использования модели турбулентности Спаларта-Аллмараса вместо модели SST был проведен сравнительный анализ результатов расчетов течения газа в диффузоре и использованием обеих моделей. Были взяты два характерных варианта исполнения диффузора: со значением угла наклона верхней образующей, равным $6,0^\circ$ и $7,0^\circ$. Характерными эти варианты являются потому, что расчеты показали, что в первом варианте наблюдается отсутствие вихревых течений,

а во втором варианте появляются обширные зоны вихревых течений.

В данных расчетах важно зафиксировать факт отрыва потока газа от стенки канала, так как он приводит к появлению вихревых зон, в свою очередь ведущих к значительному повышению потерь давления.

Сравнительный анализ результатов расчетов показал, что обе модели турбулентности (Спаларта-Аллмараса и SST) показывают отсутствие отрыва потока при угле наклона верхней образующей выходного диффузора, равном $6,0^\circ$, и появление отрыва потока при угле наклона верхней образующей выходного диффузора, равном $7,0^\circ$. Положение места отрыва при расчетах на разных моделях турбулентности несколько отличается, но в целом структура потока практически одинакова для обоих расчетов.

Также была проанализирована сеточная чувствительность расчетной модели при использовании выбранной модели турбулентности. В программе *Fine/Turbo* имеется возможность упрощения расчетной сетки путем исключения части ее узлов и, следовательно, увеличения размеров ее элементов и уменьшения их количества. Очевидно, что при таких условиях расчет будет проведен значительно быстрее, но в некоторых случаях это может сказаться на точности результатов.

Для анализа сеточной чувствительности были проведены расчеты течения потока в диффузоре со значением угла наклона верхней образующей $7,0^\circ$. Как было показано выше, в таком канале поток газа отрывается от стенки, провоцируя вихревые течения. В первом расчете сетка не подвергалась изменениям, во втором – было включено единичное упрощение расчетной сетки.

Анализ результатов данных расчетов показал, что при включенном упрощении расчетной сетки отсутствует отрыв потока от стенки канала, следовательно, для данной серии расчетов упрощение расчетной сетки неприемлемо, так как велика вероятность описать структуру потока некорректно.

Результаты расчетов течения потока в диффузорах с различными значениями угла наклона верхней образующей приведены в табл. 2 и на рис. 4 в виде графика.

Таблица 2

Сводная таблица параметров потока

| Угол наклона верхней образующей, град | 0,0 | 2,5 | 4,0 | 6,0 | 7,0 |
|---|------|------|------|-------|-------|
| Повышение статического давления, Па | -526 | 2842 | 3930 | 4670 | 4182 |
| Снижение абсолютного полного давления, Па | 1987 | 1593 | 1450 | 1460 | 2249 |
| Снижение абсолютной скорости, м/с | 17,1 | 67,1 | 88,3 | 108,4 | 125,1 |

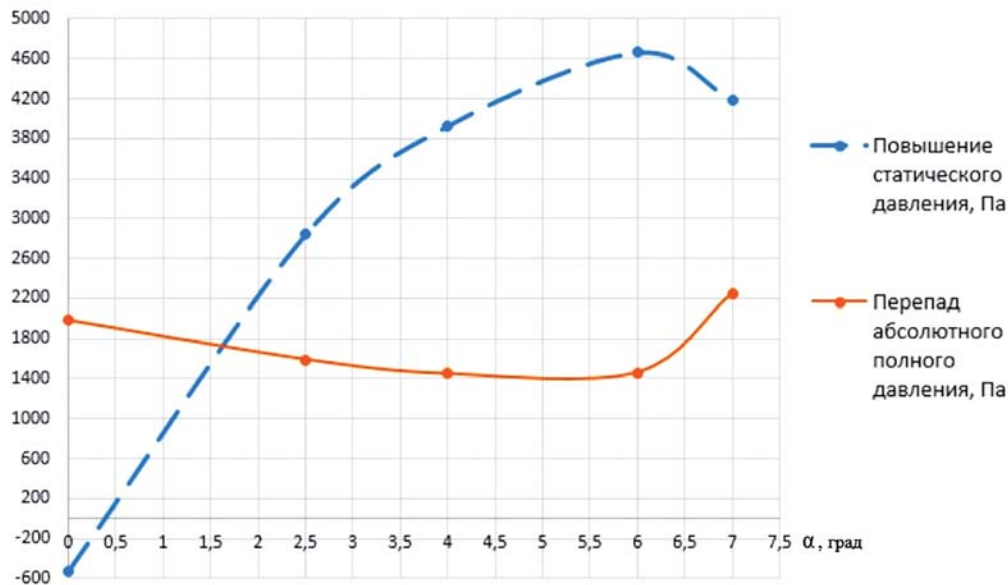


Рис. 4. Графики зависимостей значений перепада статического давления и полного давления от угла наклона верхней образующей выходного диффузора

Как видно из таблицы и графика, минимальные потери полного давления и максимальное повышение статического давления обеспечивает диффузор с углом наклона верхней образующей 6° . Увеличение угла наклона верхней образующей 7° приводит к развитым отрывным течениям и росту потерь (рис. 5).

Во второй части выходного устройства турбины (радиально-осевого поворота) в силу сложности геометрии и очень большого угла уширения принято, что динамический напор потока газа, выходящего из первой части (прямого кольцевого диффузора) выходного устройства, полностью теряется.

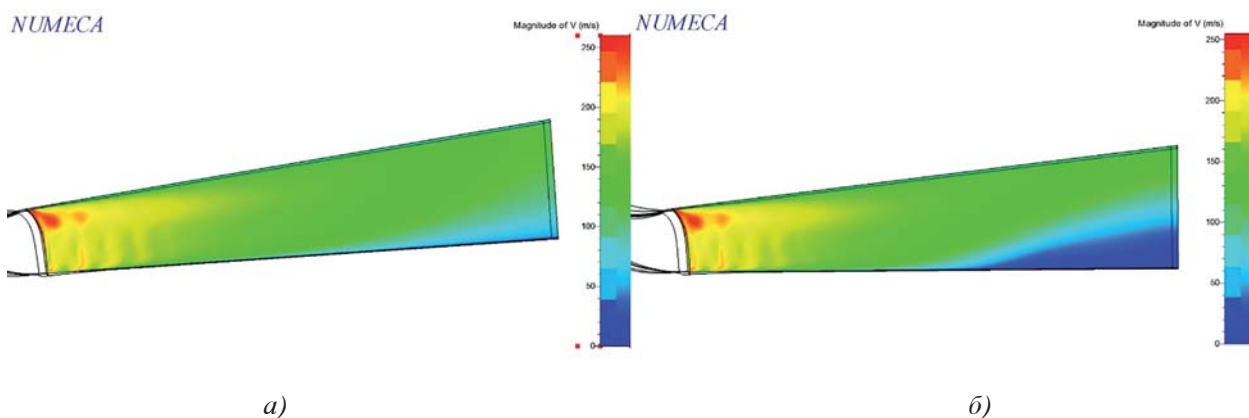


Рис. 5. Поле скоростей в продольных сечениях диффузоров с различными углами наклона верхней образующей выходного диффузора: а – $6,0^\circ$; б – $7,0^\circ$

Таблица 3

Потери полного давления в выходном устройстве турбины второго варианта компоновки микротурбины при различных углах наклона α верхней образующей выходного диффузора

| | | | | | |
|---|------|------|------|------|------|
| Угол наклона верхней образующей выходного диффузора α , град | 0,0 | 2,5 | 4,0 | 6,0 | 7,0 |
| Потери полного давления во всем выходном устройстве, Па | 9121 | 5510 | 4261 | 3433 | 3783 |

Таблица 4

Потери полного давления в оптимизированных выходных устройствах для различных вариантов компоновки двигателя

| Вариант компоновки | I – ось вращения теплообменного аппарата параллельна оси вращения рабочего колеса турбины | II – ось вращения теплообменного аппарата перпендикулярна оси вращения рабочего колеса турбины |
|---|---|--|
| Потери полного давления в выходном устройстве турбины, Па | 5559 | 3433 |

Полученные значения потерь полного давления во всем выходном устройстве турбины второго варианта компоновки микротурбины приведены в таблице 3.

В табл. 4 для сравнения приведены значения потерь полного давления для исследуемых выходных устройств турбины. Для обоих вариантов компоновки микротурбины выбраны варианты геометрии выходного устройства турбины с минимальными потерями полного давления.

Заключение

Установлено, что второй вариант компоновки микротурбины (с прямым кольцевым затурбинным диффузором) имеет на 2126 Па (на 62%) меньшие потери полного давления в выходном устройстве турбины.

Следует отметить, что при более эффективном торможении потока газа в затурбинном устройстве можно рассчитывать и на получение меньшей неравномерности распределения потока на входе в теплообменник и, как следствие, на меньшие потери степени регенерации теплообменника при втором типе компоновки микротурбины.

Литература

1. Чумаков Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей. М.: издательство «Форум», 2012. 448 с.
2. Kostyukov A.V., Ni Weidou, Kosach L.A., Gornovskii A.S., Valeev A.G., Kovalchuk E.V. Multi-purpose highly efficient microturbine with a power of 50 kWt // European Science and Technology, materials of the XIV international research and practice conference. Munich. 2016. P. 62–66.
3. Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г., Гордон Я.М., Шаврин В.С., Носков А.С. Механика жидкости и газа. М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. 464 с.
4. Костюков А.В., Косач Л.А., Горновский А.С., Валеев А.Г., Ковальчук Е.В., Дементьев А.А. Многоцелевая высокоэффективная микротурбина мощностью 50 кВт // Научно-публицистический журнал «Наукоград». 2016. № 2(8). С. 33–38.
5. С. 33–38.
6. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений. СПб.: Политехнический университет, 2012. 88 с.

References

1. Chumakov Yu.A. *Teoriya i raschet transportnykh gazoturbinnnykh dvigateley* [Theory and calculation

- of transport gas turbine engines]. Moscow: izdatel'stvo «Forum» Publ., 2012. 448 p.
2. Kostyukov A.V., Ni Weidou, Kosach L.A., Gornovskii A.S., Valeev A.G., Kovalchuk E.V. Multi-purpose highly efficient microturbine with a power of 50 kWt. European Science and Technology, materials of the XIV international research and practice conference. Munich. 2016. P. 62–66.
 3. Shvydkiy V.S., Yaroshenko Yu.G., Gordon Ya.M., Shavrin V.S., Noskov A.S. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas]. Moscow: IKTs «Akademkniga» Publ., 2003. 464 p.
 4. Kostyukov A.V., Kosach L.A., Gornovskiy A.S., Valeev A.G., Koval'chuk E.V., Dement'ev A.A. Multi-purpose high-performance microturbine with a capacity of 50 kW. *Nauchno-publitsisticheskiy zhurnal «Naukograd»*. 2016. No 2(8), pp. 33–38 (in Russ.).
 5. Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy* [Modeling of turbulence in calculations of complex currents]. SPb.: Politekhicheskiy universitet Publ., 2012. 88 p.

OPTIMIZATION OF THE TURBINE DIFFUSER OF A MULTIPURPOSE MICROTURBINE

L.A. Kosach¹, A.S. Gornovskiy¹, Ph.D. A.V. Kostyukov¹, K.Yu. Eliseev²

¹Moscow Polytechnic University,

²Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, kosachlev90@mail.ru

One of the applications of microturbines is their use as part of a hybrid transmission. This will significantly improve the environmental friendliness of vehicles. One of the problems of microturbines with a radial turbine and heat exchanger is the effective braking of the gas flow behind the turbine in the turbine diffuser. The purpose of this paper is a design study of the flow of gas in diffusers of various designs in order to determine the optimal (for losses of the total pressure and uniformity of the velocity field) structure. For the study, two variants of the layout of the microturbine were taken. In the first case, the axis of rotation of the heat exchanger was located parallel to the axis of rotation of the impeller of the turbine stage, in the second case - perpendicular. In order to minimize losses, the geometry of the output device of the first variant of the arrangement of the microturbine was varied, in particular, the output device without and with deflectors was considered. From the results of calculations it follows that the introduction of deflectors into the geometry of the output device makes it possible to reduce the vortex formation and, correspondingly, the total pressure loss. To determine the loss and the optimal value of the diffuser opening angle, a series of flow computations in the stage of the radial-axial turbine with a variation in the slope angle of the upper generator of the output diffuser α (0.0°, 2.5°, 4.0°, 6.0°, 7.0°) were conducted. A preliminary study was made of the effect of the selected model of turbulence and the size of the grid on the results of the calculation. Analysis of the results of calculations showed that the minimum losses of the total pressure and the maximum increase in static pressure are provided by the diffuser with an angle of inclination of the upper generatrix of 6°. An increase in the angle of inclination of the upper generatrix of 7° leads to developed detachment currents and an increase in losses. A comparative analysis of the obtained data for different versions of the diffuser showed that the second version of the layout of the microturbine (with a straight circular annular baffle diffuser) has significantly lower total pressure losses in the turbine output device.

Keywords: diffuser, heat exchanger, hydraulic resistance, flow separation