

ВЫХОДНОЕ УСТРОЙСТВО ТУРБИНЫ В МАЛОРАЗМЕРНОМ ГАЗОТУРБИННОМ ДВИГАТЕЛЕ

OUTPUT DEVICE OF A TURBINE IN SMALL-SIZE GAS TURBINE ENGINE

Л. А. Косач,

аспирант, старший преподаватель кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики», Московский политехнический университет

А. С. Горновский,

аспирант, старший преподаватель кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики», Московский политехнический университет

А. В. Костюков,

кандидат технических наук, доцент кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики», Московский политехнический университет

В работе приводятся результаты расчетного моделирования движения потока газа в различных вариантах исполнения выходного устройства ступени турбины, а также итоги сравнительного анализа полученных результатов. Ступень турбины разработана для микротурбины мощностью 50 кВт. Моделирование проводилось в программах «Ansys CFX» и «Numeca Fine/Turbo».

Ключевые слова: диффузор, ступень турбины, теплообменный аппарат, отрывные течения, «Ansys CFX», «Numeca»

L. A. Kosach,

Postgraduate Student, Senior Lecturer, Department of Power Plants for Transport and Small-Scale Power Generation, Moscow Polytechnic University

A. S. Gornovsky,

Postgraduate Student, Senior Lecturer, Department of Power Plants for Transport and Small-Scale Power Generation, Moscow Polytechnic University

A. V. Kostyukov,

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Power Plants for Transport and Small-Scale Power Generation, Moscow Polytechnic University

The article presents results of numerical simulation of the gas flow through different variants of output devices of a turbine stage, and the results of the comparative analysis of the obtained results. The turbine stage was designed for a micro-turbine with the power capacity of 50 kW. The simulation was made via Ansys CF and Numeca Fine/Turbo software.

Keywords: diffuser, turbine stage, heat exchanger, separated flow, Ansys CFX, Numeca

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.

Конструктивная схема применяемых микротурбин, как правило, одновальная, с радиальной турбиной и теплообменником [1]. Проблемами таких схем являются эффективное торможение потока газа за турбиной в затурбинном диффузоре (патрубке) и равномерное распределение потока газа по фронтальной поверхности теплообменника. Как

известно, на эффективность работы затурбинного диффузора оказывают влияние его форма и размеры и, значит, компоновка и размеры микротурбины.

В данной работе проведен сравнительный анализ потерь в затурбинных выходных устройствах одновалной микротурбины с роторным теплообменником мощностью 50 кВт и эффективным КПД 37% [2].

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 ступе-

ни турбины (рис. 1); во втором случае ось вращения теплообменного аппарата располагалась перпендикулярно оси вращения рабочего колеса ступени турбины (рис. 2).

Размеры микротурбин с разными компоновками взяты примерно одинаковыми.

Преимуществом первого варианта компоновки двигателя является отсутствие осе-радиального поворота и симметричность компоновки двигателя. В то же 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 (282 000 Па), полная температура (1233 К), радиальный вход; выход: осредненное статическое давление (101 300 Па), включен учет обратных токов; стенки адиабатные; частота вращения рабочего колеса 60 000 об/мин.

С целью минимизации потерь геометрия выходного устройства первого варианта компоновки микротурбины варьировалась: в конструкцию выходного устройства были введены дефлекторы различной формы.

Из результатов расчетов 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.

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

Второй вариант компоновки микротурбины предполагает другой вариант исполнения турбинного выходного устройства. Для описания его можно условно разделить на две части: прямой кольцевой диффузор (рис. 3) и осе-радиальный поворот.

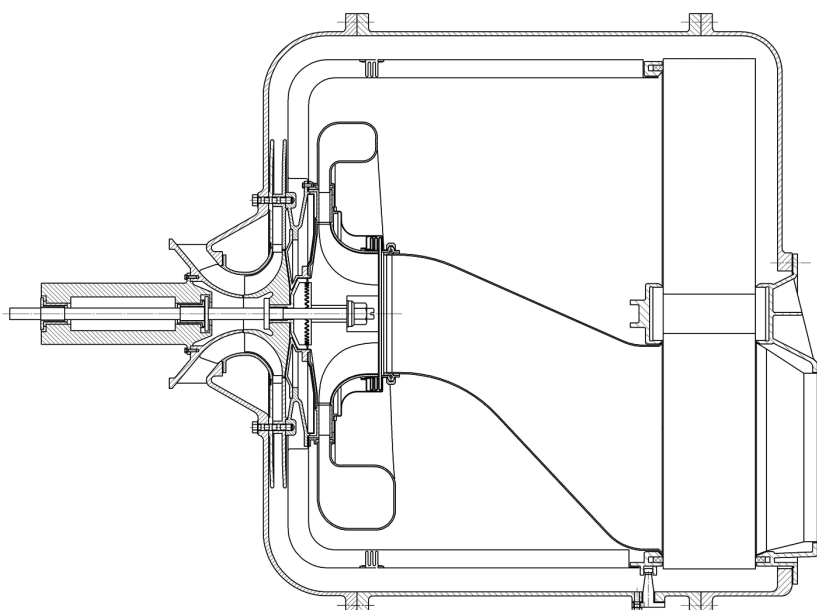


Рис. 1. Вариант компоновки двигателя, в котором ось вращения теплообменного аппарата параллельна оси вращения рабочего колеса ступени турбины

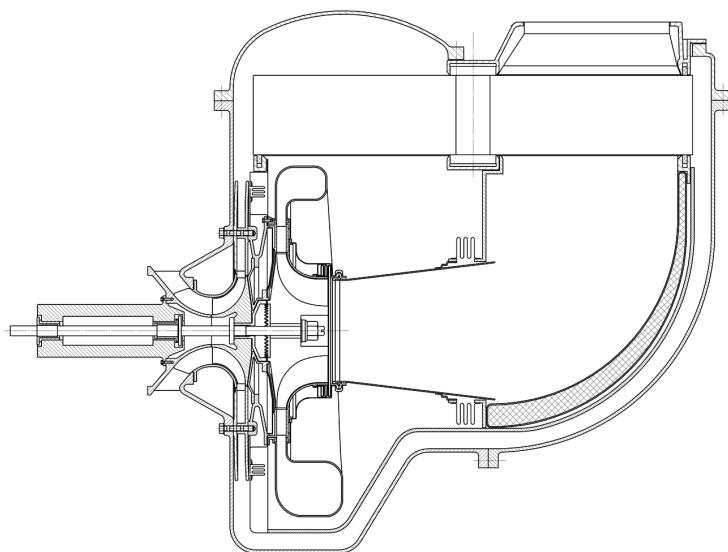


Рис. 2. Вариант компоновки двигателя, в котором ось вращения теплообменного аппарата перпендикулярна оси вращения рабочего колеса ступени турбины

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

Показатель	Вход в диффузор	Выход из диффузора	Потери полного давления в диффузоре
Статическое давление, Па	99 983	101 291	1308
Абсолютное полное давление, Па	107 681	102 122	5559
Скорость абсолютная, м/с	198,1	38,2	159,9

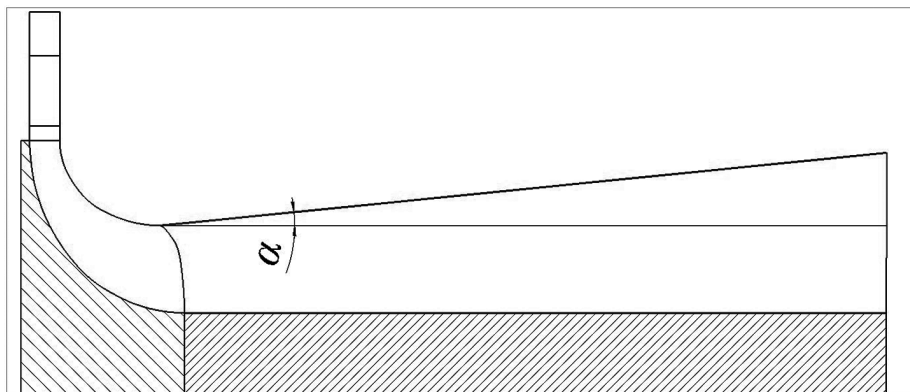


Рис. 3. Прямой кольцевой диффузор в выходном устройстве ступени турбины

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 «Numesa» (программа «Fine/Turbo») в объемной, вязкой и сжимаемой постановке.

В расчетную модель входила ступень турбины с выходным устройством. Модель турбулентности SST. Граничные условия: вход: полное давление (282 000 Па), полная температура (1233 К), радиальный вход; выход: осредненное статическое давление (101 300 Па), опция «backflow control», обеспечивающая учет обратных токов, включена; стенки адиабатные; частота вращения рабочего колеса 60 000 об/мин.

Результаты расчетов приведены в табл. 2 и на рис. 4 в виде графика.

Как видно из табл. 4 и рис. 4, 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, 6).

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.

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

Таблица 2

Сводная таблица параметров потока

Угол наклона верхней образующей, °	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

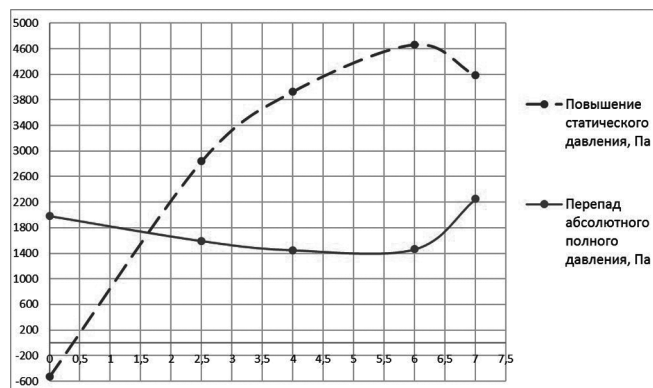


Рис. 4. Графики зависимостей значений перепада статического давления и полного давления от угла наклона верхней образующей выходного диффузора

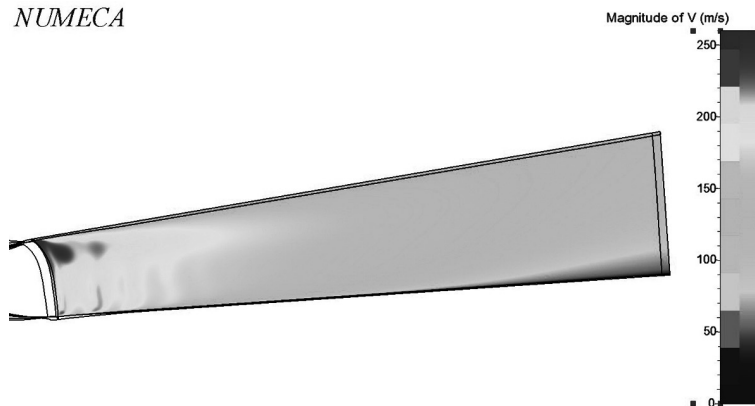


Рис. 5. Поле скоростей в продольном сечении диффузора (угол наклона верхней образующей выходного диффузора – 6,0°)

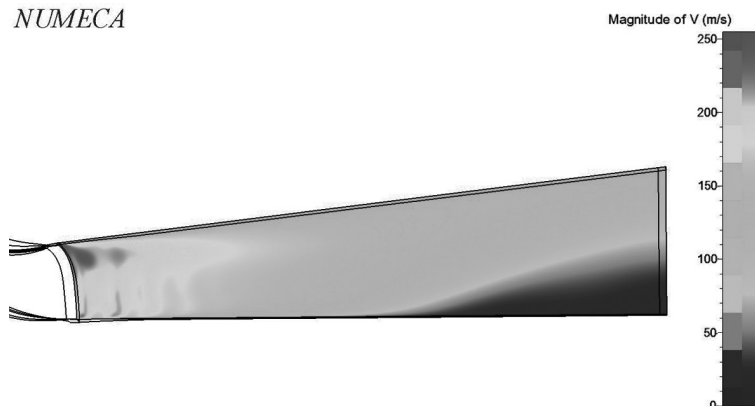


Рис. 6. Поле скоростей в продольном сечении диффузора (угол наклона верхней образующей выходного диффузора – 7,0°)

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 , °	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

Как видно из табл. 4, 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 также, 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. Kostyukov A. V., Weidou Ni, 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. 2016. P. 62–66.
2. Костюков А. В., Косач Л. А., Горновский А. С., Валеев А. Г., Ковальчук Е. В., Дементьев А. А. Многоцелевая высокоэффективная микротурбина мощностью 50 кВт // Научоград. 2016. № 2 (8). С. 33–38.