

УДК 629.03-8:621.438.082.2:532.556.4

А. А. Андреев, кандидат технических наук, Университет машиностроения (МАМИ), Москва

РАЗРАБОТКА КОМПАКТНОГО ОСЕРАДИАЛЬНОГО ДИФFUЗОРА ТРАНСПОРТНОЙ МИКРОТУРБИНЫ

Транспортные газотурбинные двигатели (ГТД) выгодно отличаются от поршневых тепловых двигателей высокой экологичностью, многотопливностью, удельной агрегатной мощностью, компактностью, удобством эксплуатации в холодном климате, протеканием характеристики крутящего момента и др.

Указанные обстоятельства делают их очень привлекательными в качестве силовых установок наземных транспортных средств [1–3].

Усилению интереса к транспортным ГТД в настоящее время способствует успешная деятельность фирмы Capstone Turbine Corporation (США). Ее продукция – высокоэкологичные газотурбинные установки (ГТУ) мощностью от 30 кВт до 1 МВт по сравнению с ГТУ высокой мощности для большой энергетики, называемые микротурбинами, – осваивает рынок автотракторной техники. Многотопливные, с рекуперативным теплообменником (тепловая эффективность 0,79), микротурбины Capstone C30 работают на десяти экологичных гибридных автобусах в городе Ньюкасл (Великобритания), осуществляя безостановочную подзарядку их бортовых аккумуляторов (выполняют функции турбогенераторов).

Данное обстоятельство расценивается как серьезная заявка на использование ГТД соответствующих характеристик (или, как сейчас распространено, микротурбин) в качестве двигателей наземных транспортных средств в ближайшем будущем.

Эффективный КПД автотракторной микротурбины, как известно, является функцией отношений давления компрессорного воздуха и температуры рабочих газов к соответствующим параметрам на входе в двигатель, степени регенерации теплообменника, КПД компрессора и турбин.

В микротурбинах, с учетом характеристик турбомашин, скорость газового потока на выходе из рабочей решетки тяговой турбины значительная, и для нормальной работы теплообменника ее необходимо снизить; также уменьшение потерь с выходной скоростью улучшает мощностной КПД турбины, что увеличивает КПД микротурбины в целом, поэтому диффузор за рабочим колесом является неотъемлемой частью тяговой турбины.

Отработке выходных диффузоров ГТД и установок посвящено много публикаций; работы [4–6] являются фундаментальными в этой области. При этом практикуется эмпирический подход к представлению коэффициента потерь диффузора в виде суммы потерь на трение и на расширение, определяемых по отдельности, что позволяет сравнительно просто найти потери в прямых конических диффузорах;

данные по потерям трения в прямых конических диффузорах экстраполируются на конические диффузоры с криволинейными образующими.

Затруднения появляются с оценкой потерь расширения и усиливаются в случае кольцевых диффузоров с криволинейными образующими при наличии у входящего потока закрутки.

Рассмотрение течения, как правило, сводится к постановке одномерной задачи (струйное течение). Скорость потока на средней линии струи представляется в виде двух составляющих: расходной, направленной по касательной к средней линии тока, и перпендикулярной ей окружной, направленной по касательной к кольцевой поверхности (радиус – расстояние по нормали от средней линии диффузора до рассматриваемой точки). Снижение скорости обусловлено уменьшением расходной составляющей при увеличении площади канала и уменьшением окружной составляющей при переходе на больший диаметр канала (движение по закону свободного вихря).

Вместе с тем выходной диффузор транспортной микротурбины, с учетом ограничений компоновки и монтажных факторов, должен сочетать в себе компактность и приемлемую эффективность (низкие потери полного давления при заданной степени уширения), что в каждом рассматриваемом случае приводит к оригинальному решению. Поскольку параметры диффузора отражаются на КПД турбины и двигателя, то диффузор необходимо совершенствовать на стадии проектирования микротурбины.

Картина течения в диффузоре по рассмотренному выше способу получается весьма условной, как и результаты расчетов, поэтому достоверная оценка эффективности работы диффузора должна выполняться на основе физического анализа течения в нем [7].

С учетом вышесказанного представляется целесообразным выполнение проектирования и исследования выходного диффузора тяговой турбины с целью минимизации потерь в нем и обеспечения высокого мощностного КПД турбины, что представляется актуальным для разработки высокоэффективной транспортной микротурбины.

Согласно техническому заданию температура газа на входе в силовую турбину 990 К, мощность на валу 284,6 кВт (387 л.с.) при вращении ротора 25000 мин⁻¹ и расходе газа 2 кг/с.

В ходе газодинамического расчета турбины по исходным данным (в частности, степень расширения диффузора 1,7) с принятыми в первом приближении параметрами получены первичные результаты, необходимые для построения обводов осерадиального диффузора.

По установленным габаритам осерадиального диффузора построение средней линии (в виде параболы) и меридианных обводов выполнялось графо-аналитическим способом. При этом вдоль средней линии, от входного сечения до выходного сечения диффузора, принималось линейное распределение расходной оставляющей абсолютной скорости газа и плотности в потоке; из уравнения расхода определялись площади проходных сечений диффузора, численно равные площадям боковых поверхностей прямых усеченных конусов.

Оси конусов совпадают с осью вращения ротора; образующие конусов пересекают среднюю линию диффузора перпендикулярно касательным в точках пересечения, крайние точки образующих лежат на внешней и внутренней образующих диффузора.

Данный способ профилирования был реализован с помощью разработанной компьютерной программы, которая по исходным данным вычисляет координаты меридиональных обводов сечения диффузора и визуализирует построение.

Полученные результаты использовались при построении трехмерной компьютерной модели диффузора для проведения математического исследования течения газа. По числу Рейнольдса было установлено, что у течения газа в диффузоре турбулентный характер, поэтому в качестве инструмента для визуализации потока газа был выбран гидрогазодинамический конечно-элементный программный комплекс FlowER, реализующий точный и надежный современный разностный метод и корректную в вычислительном плане процедуру осреднения в окружном направлении газодинамических параметров потока. Исходные уравнения, включая уравнения модели турбулентности, решаются численно с применением неявной разностной схемы повышенной точности; метод осреднения по времени уравнений Навье – Стокса по Рейнольдсу (RANS) актуален для решения широкого круга инженерных задач [8].

Расчетная модель является периодической, поэтому рассматривался сегментный участок канала; на входе задавались параметры потока, выходящего из рабочей решетки турбины (полное давление и температура), а на выходе – статическое давление.

На рис. 1 показано меридиональное сечение диффузора (верхняя часть симметричного изображения) с распределением чисел Маха потока.

Анализ картины течения показывает, что при удалении от входа на 0,25 длины канала по средней линии, на поверхности внутренней обечайки диффузора, возникает интенсивная зона отрывных явлений. Зона имеет существенную протяженность и продолжается почти до выхода из диффузора, занимая до 30 % ширины канала

Значительный размер области отрывных явлений приводит к существенному увеличению потерь полного давления в диффузоре; также значительно уменьшается живое сечение диффузора, в результате – течение в канале струйное со слабым градиентом статического давления по длине канала.

По-видимому из-за этого вблизи поверхности внешней обечайки диффузора, на радиальном повороте, поток перестраивается с некоторым ускорением. Указанная зона существенно уступает по размерам области отрыва, и к выходу из диффузора (при переходе в радиальном направлении на больший диаметр тока) скорость газа на данном участке заметно снижается.

В силу указанных причин скорость потока на выходе из диффузора значительно превышает расчетное значение, что позволяет сделать заключение о низкой эффективности данного диффузора.

Для улучшения характеристики диффузора его осевая протяженность была увеличена почти в 1,15 раза, а радиальная – в 1,07. При использовании для оценки рассмотренных диффузоров углов раскрытия эквивалентных прямых конических диффузоров установлено, что при оптимизации геометрии диффузора значение угла раскрытия уменьшилось почти в 1,25 раза.

На рис. 2 показано меридиональное сечение диффузора оптимизированной геометрии с распределением чисел Маха потока; как следует из рисунка, возникновение отрывной зоны удалось исключить; ярко выражен градиент давлений по средней линии канала, минимизирована зона локального ускорения потока.

Коэффициент сохранения полного давления (отношение полных давлений на выходе и входе в диффузор) в диффузоре оптимизированной геометрии составил 0,988 при коэффициенте потерь диффузора почти 0,2, что хорошо согласуется с принятым в расчете значением, при котором мощностной КПД тяговой турбины составляет 82,9 %.



Рис. 1. Изолинии чисел Маха скорости потока в диффузоре

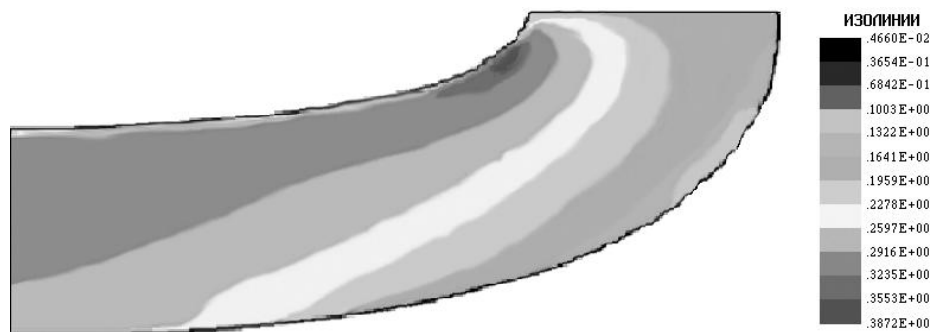


Рис. 2. Изолинии чисел Маха скорости потока в диффузоре с оптимизированной геометрией

В заключение следует отметить, что моделирование трехмерного вязкого потока газа в выходном диффузоре транспортной микротурбины позволило провести анализ течения газа и осуществить оптимизацию геометрии диффузора заданной степени расширения в условиях ограниченной возможности варьирования габаритными размерами диффузора с целью минимизации потерь в нем и достижения высокого мощностного КПД тяговой турбины.

Библиографические ссылки

1. Тенденции развития специальных колесных шасси и тягачей военного назначения / В. А. Полонский, В. В. Шипилов, А. П. Поскачей, А. А. Шелест, С. И. Малинин, П. Д. Кравченко // Инф.-техн. сборник. – Бронницы : 21 Науч.-иссл. исп. ин-т Минобороны России, 2007. – С. 417.
2. Turbine to Power Series-Hybrid Car / S. a. // Mechanical Engineering. – 1997. – Vol. 119. – No. 6. – Pp. 12–13.1.

Получено 23.10.2014

3. Кустарев Ю. С., Костюков А. В., Плыкин М. Е. Повышение эффективности газотурбинных установок // Изв. Моск. гос. техн. ун-та «МАМИ». – 2009. – Т. 1. – № 2. – С. 31–38.
4. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / А. Ш. Дорфман, М. М. Назарчук, Н. И. Польский, М. И. Сайковский. – Киев : Изд-во АН УССР, 1960. – С. 188.
5. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М. : Энергия, 1970. – С. 384.
6. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М. : Машиностроение, 1975. – С. 559.
7. Зандер М. С., Семакина Е. Ю., Черников В. А. Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в отсеке «турбинная ступень – осевой диффузор» // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2013. – № 166. – С. 197–203.
8. Uribe J. C., Revell A., Moulinec C. Computation of Flow in a 3D Diffuser Using a Two-Velocity Field Hybrid RANS/LES // Notes on Numerical Fluid Mechanics. – 2010. – Vol. 110. – Pp. 385–391.

УДК.622.61

- И. Т. Севрюков**, доктор технических наук, профессор, Всероссийский научно-исследовательский институт по проблемам гражданской обороны и чрезвычайных ситуаций, Москва
В. В. Ильин, кандидат технических наук, доцент, Пермский военный институт внутренних войск МВД РФ
В. В. Козлов, доктор технических наук, Пермский военный институт внутренних войск МВД РФ, Пермский институт экономики и финансов
В. И. Ладанов, Пермский военный институт внутренних войск МВД РФ

К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ ФИЗИЧЕСКОЙ ЗАЩИЩЕННОСТИ ПОТЕНЦИАЛЬНО ОПАСНЫХ ОБЪЕКТОВ

В настоящее время одной из важнейших проблем в мире является проблема обеспечения безопасности в техногенной сфере. События последнего времени наглядно показали всему человечеству, что научно-технический прогресс несет не только благо. Увеличение интенсивности и повышение эффективности деятельности человека непременно связаны с появлением новых опасностей, а также ростом негативных техногенных событий и терроризма. В обществе растет беспокой-

ство по поводу растущей аварийности объектов техносферы. Причины чрезвычайных ситуаций в техногенной сфере могут быть самыми разнообразными. В любом случае, независимо от первопричины эти ситуации обязательно имеют свои последствия, поскольку они требуют мобилизации финансовых и материальных ресурсов, ведут к прекращению или дезорганизации функционирования объектов, в ряде случаев требуют эвакуации населения.