

Серия «ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ»

УДК 629.03-8:621.438.082.2:532.556.4

Оптимизация геометрии выходного диффузора автомобильной микротурбины

к.т.н. Андреенков А.А.
Университет машиностроения
8(917)501868, andreyandre@yandex.ru

Аннотация. Рассмотрено проектирование выходного осерадиального диффузора силовой турбины автомобильной газотурбинной установки. Проведенным математическим исследованием течения газа оптимизирована геометрия диффузора с целью снижения потерь в нем, что улучшает мощностной КПД ступени силовой турбины, способствуя достижению высокого эффективного КПД микротурбины.

Ключевые слова: автомобильная микротурбина, выходной диффузор, осерадиальный диффузор.

В реалиях рынка производители автомобилей повышают требования к массовым и габаритным удельным мощностным показателям тепловых двигателей при условии обеспечения высокой топливной экономичности и соответствия жестким экологическим нормам. В поиске решений, отвечающих указанным критериям, обращается внимание на энергетические установки, способные составить конкуренцию турбонадуваемым дизелям, удерживающим лидирующие позиции в качестве двигателей транспортных средств.

В этой связи в настоящее время отмечено усиление интереса к автомобильным газотурбинным двигателям (ГТД) [1, 2], что в определенной мере связано с нынешней деятельностью фирмы Capstone Turbine Corporation (США) и с укреплением ее позиций на рынке. Компания разрабатывает и производит высокоэкологичные газотурбинные установки (ГТУ) мощностью от 30 кВт до 1 МВт; для ГТУ указанного типоразмера широко применяется термин «микротурбина», по сравнению со стационарными ГТУ высокой мощности для большой энергетики (и, по-видимому, не без участия маркетологов) [3].

Продукция компании Capstone осваивает рынок автотракторной техники. Так, многотопливные с рекуперативным теплообменником (тепловая эффективность почти 0,68) микротурбины Capstone C30 работают на десяти экологических гибридных автобусах в городе Ньюкасл (Великобритания), осуществляя безостановочную подзарядку их бортовых аккумуляторов (выполняют функции турбогенераторов). Отмеченный факт следует оценить как серьезную заявку на использование микротурбин в качестве двигателей наземных транспортных средств в ближайшем будущем.

Необходимо заметить, что в отечественном автотракторном двигателестроении вопрос об использовании транспортных ГТД ставится почти шесть десятилетий, хотя работы в этой области и были начаты несколько позже, чем за рубежом. За столь продолжительное время были как периоды активной деятельности (программы создания ГТД для танков Т-80 и Т-90), так и некоторое снижение интереса, удалось добиться главного – проектная и производственно-технологическая базы существуют в настоящее время.

За годы исследовательской работы были выявлены и сформулированы первоочередные задачи и намечены пути их решения, что, учитывая такие преимущества транспортных ГТД, как высокая экологичность, многотопливность, высокая удельная агрегатная мощность, компактность, удобство эксплуатации в холодном климате и др., позволит транспортным микротурбинам при благоприятной политике составить конкуренцию поршневым двигателям [4, 5].

Микротурбина, используемая в качестве двигателя (как многорежимная силовая установка) автомобиля с механической трансмиссией, должна быть выполнена по двухвальной регенеративной схеме.

Атмосферный воздух через фильтр поступает в компрессор и нагнетается в тракт микротурбины, давление воздуха повышается в несколько раз до расчетного значения. Закомпрессорный воздух перед подачей в камеру сгорания проходит через теплообменник микротурбины, который подогревает воздух теплом газов, выходящих из тяговой турбины.

По характеристикам вращающийся теплообменник – дисковый регенератор – оказывается предпочтительным для использования на автомобильной микротурбине [6]. Подведенный в теплообменнике к воздуху тепловой поток эквивалентен расходу топлива, сэкономленному таким образом, поэтому эффективный коэффициент полезного действия (КПД) двигателя существенно улучшается. Подогретый воздух поступает в камеру сгорания, в которую подается через форсунку топливо. В результате горения топливовоздушной смеси образуются рабочие газы, поступающие в каскад турбин: турбину турбокомпрессора и тяговую турбину, связанную через редуктор с трансмиссией транспортного средства.

Далее газы из диффузора тяговой турбины поступают в кольцевой газосборник, направляющий их к теплообменнику для подогрева воздуха. Скорости газового потока в живом сечении каналов теплообменных элементов (фронтные площади) составляют от 15 до 40 м/с.

Эффективный КПД автомобильной микротурбины является функцией аргументов: отношений рабочего давления и температуры газов к параметрам на входе (атмосферным параметрам), степени регенерации теплообменника, КПД компрессора и турбин.

В настоящей работе рассмотрена последняя составляющая указанной зависимости.

Как известно, потери в газозоудном тракте ГТУ, в частности степень отработки входных и выходных патрубков турбин (и компрессоров), существенно влияют на топливную экономичность. В микротурбинах, с учетом характеристик турбомашин, газы, выходящие из рабочей решетки тяговой турбины, имеют значительную скорость; для нормальной работы теплообменника ее необходимо снизить, также уменьшение скорости улучшает мощностной КПД турбины, что увеличивает КПД микротурбины в целом. Поэтому неотъемлемой частью тяговой турбины является диффузор за рабочим колесом, уменьшающий динамический напор на выходе из турбины и снижающий потери с выходной скоростью (то есть в располагаемой энергии потока газа, поступающего в турбину, уменьшается доля кинетической энергии, теряемая с выходящими газами).

Проблематика отработки выходных диффузоров ГТУ и двигателей исследовалась отечественными учеными Степановым Г.Ю., Довжиком С.А., Гиневским А.С., Уманским М.П., Винником И.Д., Дорфманом А.Ш., Дейчем М.Е., Зарянкиным А.Е., Идельчиком И.Е., работы [7, 8, 9] последних являются в этой области фундаментальными.

Известные эмпирические методики позволяют сравнительно легко оценить потери, например, в спроектированном прямом коническом диффузоре с прямолинейными образующими, так как основаны на многочисленных экспериментальных данных по диффузорам указанного типа. В целом, практикуется общепринятый подход к представлению коэффициента потерь диффузора в виде суммы отдельно определяемых составляющих потерь (потери на трение и потери на расширение); при рассмотрении конических диффузоров с криволинейными образующими имеет место определенная преобладанность оценки потерь трения в прямых конических диффузорах.

Трудности появляются с определением потерь расширения и еще более усиливаются в случае кольцевых диффузоров с криволинейными образующими при наличии у входящего потока закрутки. Как правило, рассмотрение потока в таких диффузорах сводится к постановке одномерной задачи (струйному течению) с представлением скорости на средней линии отдельной струи 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). Общее снижение скорости в диффузоре обусловлено уменьшением расходной составляющей при увеличении перпендикулярной вектору площади канала и уменьшением окружной составляющей при переходе на больший диаметр канала (уменьшение по закону свободного вихря).

Создать универсальные методики расчета таких диффузоров, гарантирующие точные результаты расчета по указанным принципам его реализации, весьма затруднительно, поэтому известные методики, обобщающие данные экспериментальных исследований, носят оценочный характер,

Вместе с тем при разработке выходного диффузора автомобильной микротурбины можно выделить два аспекта.

Во-первых, диффузор характеризуется гидравлическим сопротивлением, значение которого необходимо уменьшать, чтобы высокая диссипация энергии не нивелировала положительный эффект от восстановления статического давления. Увеличение потерь давления в диффузоре требует большего значения полного давления газа на входе в ступень турбины, что снижает КПД тяговой турбины и в итоге уменьшает эффективный КПД микротурбины.

Во-вторых, создание эффективных диффузорных патрубков предполагает свободу построения в осевом и радиальном направлении, в случае автомобильной микротурбины возможности существенно ограничены условиями компоновки и монтажными факторами.

Таким образом, выходной диффузор автомобильной микротурбины должен сочетать в себе компактность и высокую эффективность работы, поэтому появляющееся в конкретном случае решение является оригинальным и требует оценки и доводки на стадии проектирования микротурбины. То есть, поскольку диффузор – составная часть тяговой турбины, то оценка эффективности его работы (и ступени турбины) проводится на основе физического анализа течения в нем [10].

С учетом вышесказанного представляется целесообразным проведение 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 автомобильной микротурбины.

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

В ходе газодинамического расчета тяговой турбины по исходным данным (в частности, степень расширения диффузора 1,7) с принятыми в первом приближении параметрами получены результаты для построения обводов осерадиального диффузора в первом приближении. Граничными условиями для построения являются размеры (площадь) и параметры потока на выходе из рабочего колеса турбины и диффузора.

Поскольку при построении меридиональных обводов диффузора отправной точкой является средняя линия канала (отображение средней поверхности тока), то в меридиональном сечении диффузора, установленных габаритов, была построена плавная кривая (парабола) по серии касательных линий, проведенных к ней.

Построение средней линии и меридианных обводов выполнялось графоаналитическим способом, при котором вдоль построенной средней линии от входного сечения до выходного сечения диффузора принималось линейное распределение расходной составляющей абсолютной скорости газа и плотности в потоке. Далее с учетом массового расхода газа из уравнения расхода определялись площади проходных сечений диффузора, численно равные площадям боковых поверхностей прямых усеченных конусов; оси конусов совпадают с осью вращения турбомашин.

Образующие конусов пересекают среднюю линию диффузора, перпендикулярно касательным в точках пересечения, крайние точки образующих лежат на внешней и внутренней образующих диффузора.

Рассмотренный способ профилирования был реализован с помощью разработанной компьютерной программы, которая по исходным данным визуализирует графоаналитическое

построение и вычисляет координаты меридиональных обводов сечения диффузора.

Полученные результаты использовались при построении трехмерной компьютерной модели диффузора для проведения математического исследования течения газа. По числу Рейнольдса было установлено, что течение газа в диффузоре имеет 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 [11].

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

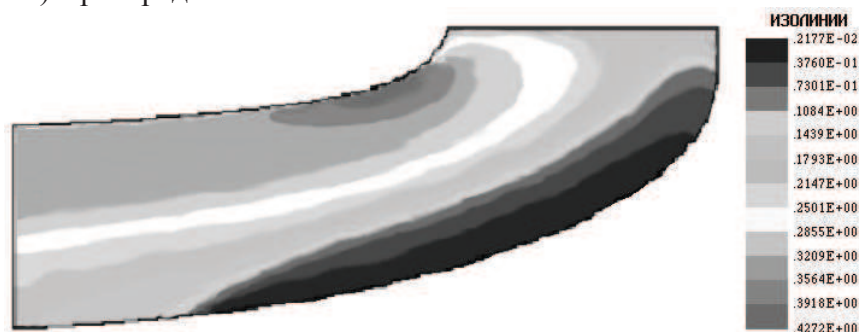


Рисунок 1. Изолинии чисел Маха скорости потока в диффузоре (меридиональное сечение)

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 привел к существенному увеличению потерь полного давления в диффузоре, также происходит значительное уменьшение живого сечения диффузора, в результате чего в канале формируется, по сути, струйное течение со слабым градиентом статического давления по длине канала.

По-видимому, из-за отмеченных обстоятельств вблизи поверхности внешней обечайки диффузора, на радиальном повороте, происходит перестроение потока с некоторым его ускорением. Данная зона по размерам существенно уступает области отрыва, и к выходу из диффузора (при переходе в радиальном направлении на больший диаметр тока) скорость газа заметно снижается.

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

Для улучшения качества течения и повышения характеристики диффузора его осевая протяженность была увеличена почти в 1,15 раза, а радиальная – в 1,07. На рисунке 2 показано меридиональное сечение диффузора оптимизированной геометрии с распределением чисел Маха потока.

В диффузоре с оптимизированной геометрией удалось исключить возникновение отрывной зоны, градиент давлений по средней линии канала ярко выражен, 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%. Используя для оценки рассмотренных диффузоров углы раскрытия эквивалентных прямых конических диффузоров, установлено, что при оптимизации геометрии диффузора значение угла раскрытия уменьшилось почти в 1,25 раза.



Рисунок 2. Изолинии чисел Маха скорости потока в диффузоре с оптимизированной геометрией (меридиональное сечение)

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

Литература

1. Костюков А.В. Микротурбина с эффективным КПД более 43% // Известия Московского государственного технического университета «МАМИ». – 2012. – Т.1. – №2. – С. 179-182.
2. Turbine to Power Series-Hybrid Car / S.a. // Mechanical Engineering. – 1997. – Vol. 119. – №6. – P. 12-13.
3. Мельник Г.В. Микротурбины // Двигателестроение. – 2009. – №2. – С. 35-40.
4. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Плыкин М.Е. Повышение эффективности газотурбинных установок // Известия Московского государственного технического университета «МАМИ». 2009. – Т.1. – №2. – С. 31-38.
5. Полонский В.А., Шипилов В.В., Поскачей А.П., Шелест А.А., Малинин С.И., Кравченко П.Д. Тенденции развития специальных колесных шасси и тягачей военного назначения. Информационно-технический сборник. – Бронницы: 21 Научно-исследовательский испытательный институт Минобороны России, 2007. – С. 417.
6. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов. – М.: Из-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – С. 592.
7. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970. – С. 384.
8. Дорфман А.Ш., Назарчук М.М., Польский Н.И., Сайковский М.И. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – Киев: Издательство АН УССР, 1960. – С. 188.
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 559.
10. 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.
11. 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. P. 385-391.