

энергии пробойника за счет бокового взаимодействия керамических элементов между собой в плоскости защитной панели, то есть при испытании имело место не центральное попадание пробойника в керамический элемент. Этим же, в основном, объясняются и повышенные напряжения и удлинения, полученные расчетным путем. Так, для 742-го элемента конечно-элементной расчетной схемы см. рис. 3 максимальная расчетная деформация составила 27%, тогда как предельно допустимая – 15%, то есть стойкость защитной панели нарушается. В то же время экспериментальный образец остался целым. Это говорит о том, что данный расчет дает оценку по самому худшему варианту, когда пробойник попадает строго по центру керамического элемента, что при испытаниях получить крайне сложно. Можно провести большое число испытаний, но не попасть пробойником по центру керамического элемента и сделать неправильный вывод о стойкости защитной панели.

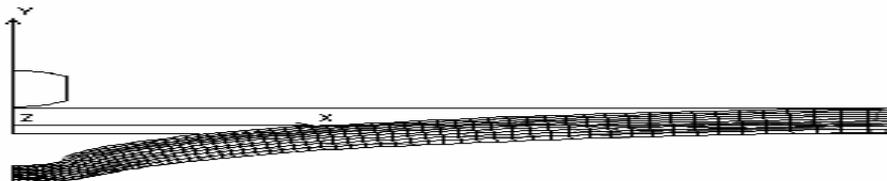


Рис.6. Картина расчетного деформирования задерживающего слоя панели.

Выводы

При отработке математической модели для данной задачи были рассмотрены различные варианты задания начальной скорости керамического элемента и значений коэффициента демпфирования, которые существенно влияют на результаты расчета.

Представленная математическая модель использовалась для решения ряда практических задач с различными геометрическими формами керамического элемента с его различными начальными скоростями и различными толщинами и характеристиками задерживающего слоя композиционной защитной панели, что позволило определить ее рациональные параметры.

Исследование высокоэффективного турбовентилятора для системы охлаждения турбодизельной силовой установки тяжелого грузовика

*Посвящается 40-летию кафедры “Транспортные газотурбинные двигатели”
д.т.н., проф. Кустарев Ю.С., к.т.н., проф. Костюков А.В., Андреенков А.А.
МГТУ «МАМИ»*

Установка силовых турбин на транспортных дизелях существенно повышает их КПД в диапазоне от средней до полной мощности /1/, /2/. Однако сложная и дорогая гидромеханическая передача от силовой турбины на коленчатый вал двигателя сдерживает широкое применение таких силовых установок /3/.

Вместе с тем у турбодизелей с охлаждением наддувочного воздуха (ОНВ) доля мощности, расходуемой на прокачку охлаждаемого воздуха, составляет на номинальном режиме порядка 7% от эффективной мощности двигателя и более. В связи с этим представляет практический интерес рассмотрение варианта турбокомпаундного дизеля с ОНВ, силовая турбина которого отдает мощность такому энергоемкому потребителю энергии, как вентилятор системы охлаждения. Очевидно, что в этом случае специальная гидромеханическая передача не нужна. Тем не менее, перспективность применения турбовентилятора не очевидна. В частности, не ясна его эффективность, зависящая от схемы турбовентилятора и КПД применяемых турбины и вентилятора; не ясны характеристики турбовентилятора на различных режимах работы двигателя. Рассмотрению этих вопросов и посвящена данная работа.

В качестве объекта исследования рассматривался турбовентилятор для системы жидкостного охлаждения дизеля типа 12СН13/14 с ОНВ номинальной мощностью 397 кВт (540 л.с.) для большегрузного транспортного средства.

В процессе математического моделирования вентиляторных устройств был выбран диагональный вентилятор. В рамках проведенных исследований удалось существенно расширить представление о диагональных вентиляторах для систем охлаждения, расположенных в подкапотном пространстве транспортных средств: исследовалось повышение КПД диагонального вентилятора при отрицательных углах изгиба входной φ_1 и выходной φ_2 кромок профиля. Дело в том, что в ходе вариантных расчетов диагональных вентиляторов неоднократно были зафиксированы отрицательные значения углов изгиба входной φ_1 и выходной φ_2 кромок профиля в конических сечениях рабочих диагональных решеток. Очевидно, что такие лопатки принципиально отличаются от лопаток диагональных вентиляторов известной геометрии с углами φ_1 и $\varphi_2 > 0$.

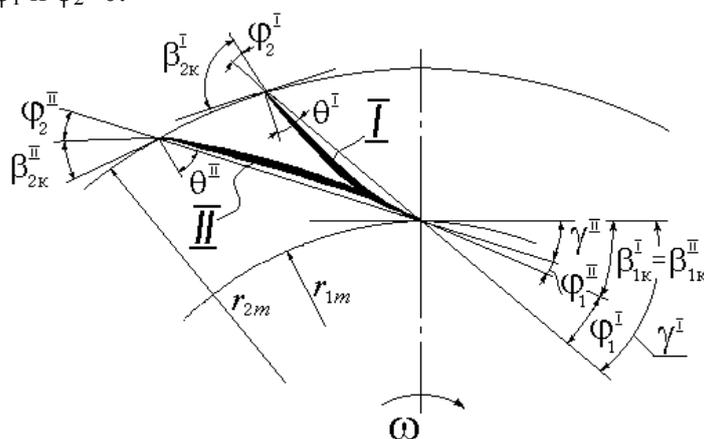


Рис. 1. Развертка диагональных рабочих решеток при положительных (профиль I) и отрицательных (профиль II) значениях углов изгиба входной φ_1 и выходной φ_2 кромок.

Для получения четко выраженных отрицательных углов изгиба входной φ_1 и выходной φ_2 кромок профиля лопатки разработанного диагонального вентилятора ДВ-8 (рис. 1 – профиль I) были отогнуты в сторону, противоположную вращению (рис. 1 – профиль II). При этом было принято, что максимальное значение добавочного угла изгиба - в корневой зоне лопаток. К среднему сечению лопатки эта величина линейно уменьшается, достигая здесь нулевого значения. Полученный таким способом вентилятор обозначен в исследованиях «ДВ-9».

Проведенное экспериментальное исследование вентиляторов ДВ-8 и ДВ-9 показало существенное улучшение показателей вентиляторов с загнутыми назад лопатками (рис. 2): при одинаковых габаритах коэффициент напора $\overline{H}_{СтВ}$ выше почти в 1,1 раза, а КПД $^3_{СтВ}$ – почти в 1,15 раза. Также немаловажно, что при использовании высокоэффективного вентилятора не потребуется установка выходного диффузора, что облегчает компоновку турбовентилятора.

Мощность, потребляемая вентилятором, составила 4,2% от номинальной эффективной мощности двигателя.

Рассмотрение различных типов турбин показало, что лучше всех согласуются с характеристиками вентилятора активные турбины. В основу математической модели совместной работы турбины турбовентилятора и турбопоршневого двигателя на номинальном режиме положена известная и хорошо себя зарекомендовавшая методика расчета параметров турбопоршневого двигателя с ОНВ и с силовой турбиной, предложенная НАТИ /4/. Суть методики сводится к определению противодавления в выпускной системе турбопоршневого дизеля, обусловленного мощностью и эффективностью силовой турбины, воздействия этого давления на насосные потери, величину механического и эффективного КПД двигателя. Значение индикаторного КПД и уровень гидродинамического сопротивления органов газообмена, эффективность турбокомпрессора принимаются на базе статистических данных, накопленных при испытаниях автотракторных дизелей.

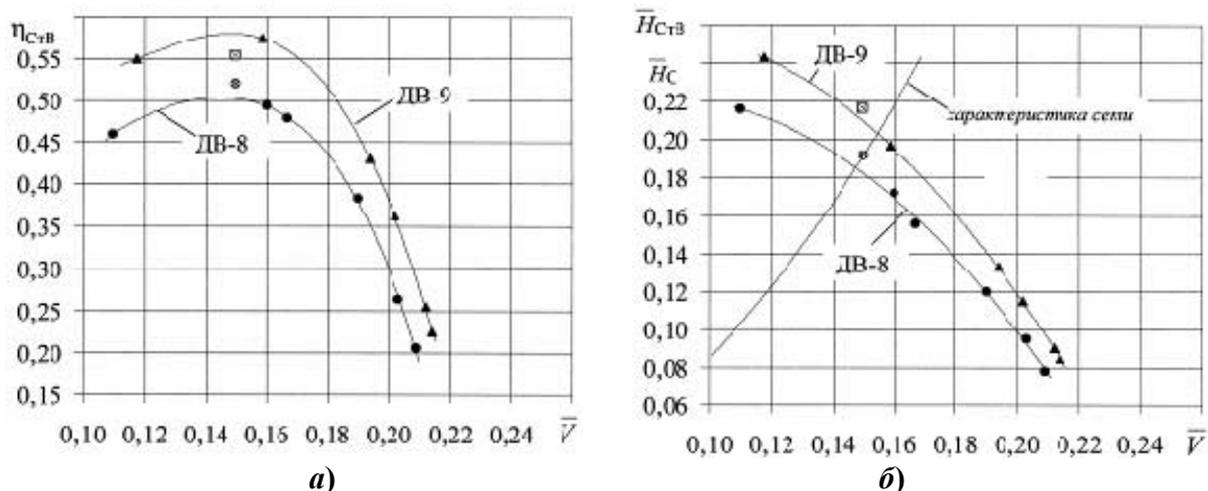


Рис. 2. Характеристики диагональных вентиляторов ДВ-8 и ДВ-9
(\otimes - расчетная точка ДВ-8, \boxtimes - расчетная точка ДВ-9).

С учетом задач настоящего исследования методика была дополнена специально разработанным блоком расчета геометрических и энергетических параметров силовой турбины привода вентилятора, с последующей интерполяционной увязкой расчетных параметров турбины и турбопоршневого двигателя.

Проведенный расчетный анализ турбовентиляторов различных схем показал, что для получения высокой эффективности турбовентилятора требуется установка между турбиной и вентилятором редуктора /5/. Как видно из рис. 3, увеличение передаточного отношения i отражается на росте КПД турбины и двигателя, при этом максимум КПД турбины при $i = 1,3$ по сравнению с вариантом без редуктора увеличился почти в 1,08 раза, а при $i = 1,7$ – в 1,13 раза. При дальнейшем увеличении передаточного отношения отмеченная тенденция существенно замедляется: при $i = 2$ – улучшение составляет почти 1,16 раза, а при i равном 4 – 1,21 раза.

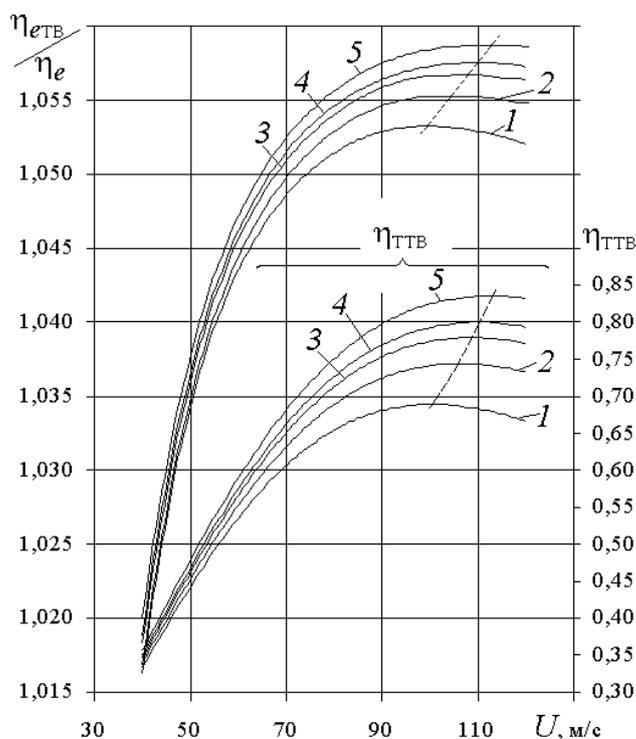


Рис. 3. Зависимость КПД $\eta_{тТВ}$ турбины турбовентилятора и отношения эффективного КПД двигателя с турбовентиляторной системой охлаждения к КПД двигателя без силовой турбины $\eta_{сгв}/\eta_e$ от окружной скорости U на среднем диаметре рабочего колеса турбины и передаточного отношения редуктора i :
1 – вариант без редуктора; 2 – $i = 1,3$; 3 – $i = 1,7$; 4 – $i = 2$; 5 – $i = 4$.

Так как с увеличением передаточного отношения i увеличивается масса, габариты и стоимость редуктора, то можно рекомендовать в качестве оптимальной величину $i = 4$.

Работа турбопоршневого дизеля с турбовентиляторной системой моделировалась на нескольких типичных режимах: режим максимального крутящего момента, холостого хода, частичные нагрузки 50% и 75%.

Поскольку характеристики турбодизелей имеют общие для таких двигателей тенденции, то полученные численные данные оказались достаточными для построения аппроксимирующих кривых. Это заметно упростило расчеты и сократило время на моделирование глубоко частичных нагрузок двигателя.

Значение индикаторного КПД и уровень гидродинамического сопротивления органов газообмена, доля тепла q_w сгоревшего топлива, отводимая в систему охлаждения, эффективность турбокомпрессора принимались на базе статистических данных, которые накоплены при испытаниях автотракторных турбопоршневых дизелей.

Моделирование турбины вентилятора сводилось к расчету характеристик по известной методике, предложенной Стодолой и Флюгелем и развитой в работах Котляра И.В. и др.

Для моделирования вентилятора использовались экспериментальные характеристики диагонального вентилятора $\bar{H}_{СтВ} = \bar{H}_{СтВ}(\bar{V})$ и $z_{СтВ} = z_{СтВ}(\bar{V})$.

Из расчетных зависимостей удельного эффективного расхода топлива g_{eTB} двигателя с турбовентиляторной системой охлаждения и расхода топлива g_e двигателя без силовой турбины (пунктирные линии на рис. 5) следует, что использование турбовентиляторной системы охлаждения улучшило бы экономичность на практически важных частичных нагрузках двигателя тяжелонагруженного транспортного средства (от номинальной мощности до 45% мощности); выигрыш в расходе топлива составил бы от 5,9% до 1,5% по сравнению с двигателем без силовой турбины.

При снижении нагрузки двигателя уменьшается теплоперепад на турбине турбовентилятора, что обуславливает саморегулирование системы охлаждения. Однако в диапазоне от 45% мощности до холостого хода производительность вентилятора $G_{ВВ}$ уменьшается настолько, что становится недостаточной для поддержания теплового состояния двигателя (раздвоенная линия на рис. 5).

Относительно данного обстоятельства можно отметить следующее. Улучшить характеристику можно было бы использованием регулируемого соплового аппарата (РСА) турбины вентилятора, но до сих пор нет достаточного опыта создания малоразмерных РСА для таких условий работы, кроме того, РСА - сложная и дорогая система.

Увеличение температуры газов сжиганием дополнительного топлива в газоподводящей магистрали перед турбиной турбовентилятора нецелесообразно из-за малой ее экономичности: часовой расход топлива увеличился бы почти вдвое.

По сравнению с предыдущим вариантом предпочтительнее было бы использование небольшого резервного электровентилятора, покрывающего режимы недостаточной производительности турбовентилятора, но это сопряжено с проблемами компоновки. Также установка дополнительного вентилятора увеличила бы гидродинамическое сопротивление воздушной сети, привела бы к затенению активной поверхности теплообменников, невозможности обеспечения равномерного омывания матрицы теплообменников охлаждающим потоком.

Поэтому решение видится в кратковременном использовании привода вентилятора турбовентиляторной системы от электромотора или коленчатого вала двигателя при отключении силовой турбины посредством обгонной муфты (рис. 4), причем электропривод был бы предпочтительнее из-за его компоновки. Силовая турбина в этом случае не задействована, поэтому отработавшие газы легко направить в обход ее посредством байпасного клапана. Для электропривода с периодическим режимом работы потребовался бы электромотор мощностью 0,8 кВт. Производительность вентилятора составила бы 3,5 кг/с при частоте вращения 720 об/мин и напоре 134 Па и полностью поддерживала бы тепловой режим двигателя на данных режимах работы (штрих-пунктирная линия на рис. 5), сохраняя выигрыш в расходе

топлива. Также отключение турбовентилятора обгонной муфтой оказалось бы целесообразным при больших скоростях движения грузовика по трассе, когда блок теплообменников охлаждается за счет динамического напора встречного потока воздуха.

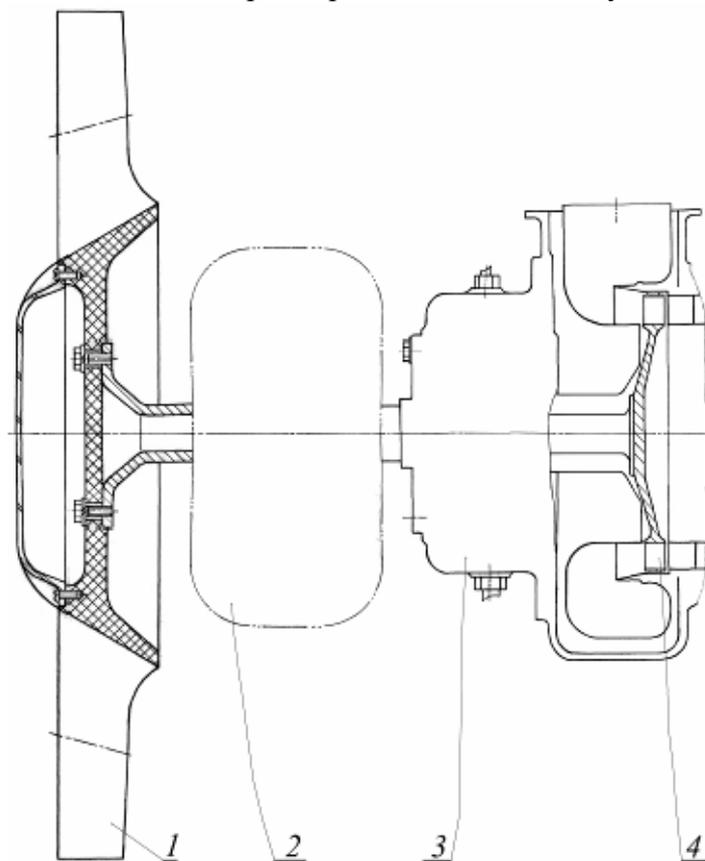


Рис. 4. Схема турбовентилятора для системы жидкостного охлаждения турбопоршневого дизеля: 1 – диагональный вентилятор, 2 – обгонная муфта, 3 – промежуточный редуктор, 4 – осевая турбина.

Безусловно, промежуточный редуктор и обгонная муфта усложняют схему турбовентилятора, но эти агрегаты, так сказать, «хорошо отработаны», их проектирование и выпуск не представляют проблем.

Одноступенчатый редуктор соединяет две лопаточные машины и, следовательно, будет работать в «мягких» условиях. По сравнению со специальными гидромеханическими передачами турбокомпаундных двигателей, относящимися к числу сложных и дорогих механизмов, схема турбовентилятора существенно проще и дешевле.

Завершение этапов исследования позволяет сформулировать следующие выводы:

1. Определена оптимальная схема турбовентилятора, включающая активную турбину, диагональный вентилятор и промежуточный редуктор.

2. Использование в диагональных вентиляторах лопаток с отрицательными углами изгиба профиля приводит к существенному увеличению КПД - почти в 1,15 раза.

3. Совместным моделированием характеристик турбовентилятора и турбопоршневого дизеля типа 12ЧН13/14 установлено, что на номинальном режиме работы двигателя максимальный выигрыш в расходе топлива составил бы почти 6% по сравнению с двигателем без силовой турбины.

4. Математическая оценка применения турбовентилятора на частичных нагрузках двигателя показала, что топливная экономичность дизеля улучшается в диапазоне от номинальной до 45% мощности двигателя от почти 6% до 1,5%; на оборотах холостого хода и в диапазоне до 45% мощности турбовентилятор должен быть отключен, здесь целесообразно использовать вспомогательный электропривод вентилятора (мощностью около 0,8кВт) с периодическим режимом работы, что позволит сохранить достигнутый положительный эффект экономии топлива.

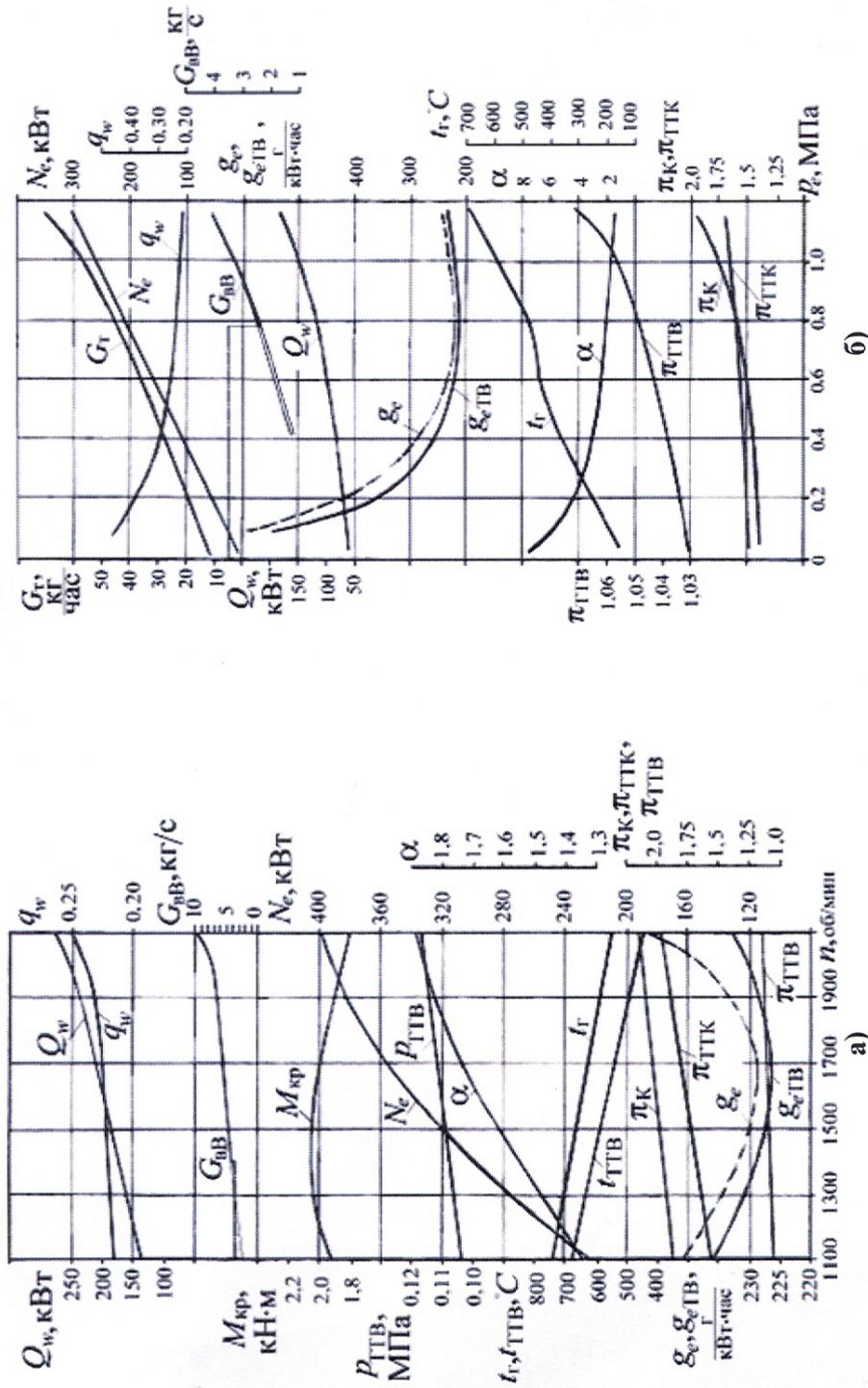


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика (а) и нагрузочная характеристика при $n=1400$ об/мин (б) турбодизельного двигателя типа 12ЧН13/14 с турбовентиляторной системой охлаждения: штриховая линия – расход топлива двигателем без силовой турбины, раздвоенная – область недостаточной производительности турбовентилятора, штрих-пунктирная – производительность вентилятора при электроприводе.

В заключение хотелось бы отметить, что разработанная турбовентиляторная система охлаждения могла бы быть использована, в первую очередь, на тяжелых и сверхтяжелых карьерных самосвалах, магистральных тягачах, средних и мощных тракторах. Использование турбовентиляторной системы охлаждения на тракторах позволило бы использовать нетрадиционную компоновку силового агрегата и элементов системы охлаждения с целью оптимального местоположения центра масс машины при работе. По-видимому, турбовентиляторное охлаждение также могло бы оказаться целесообразным для дизелей с воздушным охлаждением.

Литература

1. Woschni Gerhard, Bergbauer Frantz. Verbesserung von Kraftstoffverbrauch und Betriebsverhalten von Verbrennungsmotoren durch Turbocompounding. MTZ: Motortechnische Zeitschrift, 1990, 51, №3.сс.108-116.
2. Мамедов В. Турбокомпаундный дизель. «Основные средства», №9, 2001.
3. Мамедов В. Volvo FH12T. «Основные средства», №1, 2002.
4. Давыдков Б.Н., Малова И.Ю., Кирин И.В., Рыбин Ю.Д., Остапенко С.П. Расчетно-экспериментальное исследование тракторного дизеля с газотурбинным наддувом и дополнительной силовой турбиной. – В кн.: Исследование рабочих процессов тракторных дизелей. - М.: НАТИ, 1980, с. 38-47.
5. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Андреевков А.А. Турбовентилятор системы охлаждения турбопоршневого двигателя. Материалы IX Международной научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей», секция «Двигатели внутреннего сгорания». Владимир: ВлГУ, 2003, с. 141-143.

Применение энергоаккумулирующих веществ в качестве альтернативного топлива для газотурбинных установок

Посвящается 40-летию кафедры «Транспортные ГТД» МГТУ «МАМИ»
д.т.н., проф. Кустарев Ю.С., доц. Кузнецов В.В., доц. Ащеульников Е.К., Родькин К.П.
МГТУ «МАМИ»

В течение длительного времени на транспорте и в энергетике идет активный поиск альтернативных топлив для тепловых силовых и энергоустановок. Особое внимание при этом уделяется водороду как экологически чистому топливу. Однако использование водорода в качестве топлива сталкивается с серьезными проблемами, среди которых одной из важнейших для транспорта является проблема хранения водорода на борту автомобиля.

Как известно, водород может храниться в баллонах в газообразном или в жидком состоянии, а также в гидридах некоторых металлов. Анализ показывает [1], что в любом случае система хранения водорода на транспортном средстве получается весьма громоздкой и очень тяжелой – в несколько, а то и в десятки раз тяжелее обычной сейчас системы топливопитания транспортных двигателей, не говоря уже о более высокой пожаро- и взрывоопасности. Не случайно в настоящее время интенсивно развиваются работы в направлении использования обычного жидкого углеводородного топлива с незначительными (~5 % масс.) добавками водорода. Несмотря на определенные достоинства, это, конечно, можно рассматривать лишь как промежуточный этап в осуществлении задачи перевода энергетике на новые виды топлива.

В этих условиях вполне естествен увеличивается интерес еще к одной возможности использования водорода в качестве топлива, а именно, с помощью т.н. «энергоаккумулирующих веществ» (ЭАВ) [2, 3]. Эти вещества позволяют получать водород из воды и тут же его сжигать в камере сгорания теплового двигателя без промежуточного хранения. Способ обладает несомненными достоинствами в отношении безопасности. Объемная энергоемкость ЭАВ значительно выше, чем при указанных выше способах хранения водорода. Выполненный в свое время экономический анализ опытного производства ЭАВ в промышленных условиях свидетельствует, что стоимость удельной энергии промышленного ЭАВ примерно