

РАЗДЕЛ 1. НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА, ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИГАТЕЛИ

Турбовентилятор для системы охлаждения наддувочного воздуха транспортного турбодизеля

к.т.н. Андреев А.А.

Университет машиностроения

8(495)702-56-86, andreyandre@yandex.ru

Аннотация. Математическим моделированием работы турбодизеля (мощность 404 кВт) с турбовентиляторной системой охлаждения наддувочного воздуха определено влияние противодавления, обусловленного наличием турбовентилятора, на параметры двигателя на номинальном режиме.

Ключевые слова: силовая турбина, турбовентилятор, турбодизель с ОНВ, улучшение топливной экономичности.

К транспортным тепловым двигателям предъявляется все более ужесточаемый реалиями рынка комплекс требований: удельные мощностные показатели двигателя (массовые или габаритные) должны отвечать современному высокому уровню, энергетическая установка должна удовлетворять жестким экологическим нормам, иметь высокую топливную экономичность.

Термодинамически возможно повысить мощность и КПД энергетических установок утилизацией располагаемой энергии, оставшейся у выходящих из поршневой группы газов, в газовых турбинах.

На транспортных турбодизелях данный принцип был реализован использованием системы турбокомпаундирования [1]. Примерами являются коммерчески освоенные шведскими фирмами «Scania» и «Volvo Trucks» седельные тягачи, оснащенные турбокомпаундными турбодизелями с системой охлаждения наддувочного воздуха (ОНВ), у которых силовая турбина последовательно включена по ходу газов после турбины турбокомпрессора и связана гидромеханической передачей с выходным валом двигателя. Седельные тягачи предназначены, прежде всего, для магистральных перевозок крупнотоннажных грузов с ориентацией на эксплуатацию в условиях холмистой местности. Турбокомпаундирование повысило КПД энергетической установки на режимах средней и полной мощности до 5-6%.

Фирма «Scania» также полагает целесообразным использовать силовые турбины для доработки мощности энергетической установки при использовании рециркуляции отработавших газов для улучшения токсичности, но сдерживающим фактором по-прежнему остается высокая стоимость специальной силовой передачи.

Более простой способ использования мощности силовой турбины, не требующий сложной специальной передачи, видится в применении турбины для привода агрегатов систем турбодизеля [2, 3]. В рамках данного вопроса представляется целесообразным рассмотреть возможность турбопривода автономного вентилятора системы ОНВ.

Общеизвестно, что на большегрузных транспортных средствах вентилятор системы ОНВ, как правило, выполнен в виде расположенных на маховике двигателя лопаток, либо охладитель наддувочного воздуха скомпонован в блоке теплообменников, через который охлаждающий воздух подается вентилятором системы охлаждения. Вместе с тем существует более чем тридцатилетний практический опыт турбовентиляторных систем ОНВ с автономными турбовентиляторами, имеющими воздушные турбины (турбовентиляторы выполнены по схеме с общим диском) – разработка отделения AirResearch фирмы Garrett для транспортных турбодизелей «Maxidyne» фирмы Mack (США).

По энергоемкости вентилятор ОНВ, безусловно, может быть принят в качестве полезной нагрузки силовой турбины, так как его доля в механических потерях двигателя на при-

вод агрегатов сравнительно невелика – около одной десятой, но одиночный аспект не является решающим, поэтому учитывались следующие обстоятельства, по совокупности которых было выбрано данное устройство.

При использовании газовых турбин привода вентиляторов прежде всего исчезает недостаток, отмеченный при использовании воздушных турбин на двигателях «Maxidyne». Дело в том, что на режимах работы от номинальной мощности до максимального крутящего момента двигателя на воздушную турбину отбиралось соответственно от 6÷8% до 10÷12% от общего расхода закомпрессорного воздуха. Для этого компрессор наддува развивал производительность несколько большую, чем того требовалось для наддува двигателя, и, соответственно, увеличивался расход топлива двигателем.

Турбовентиляторную систему ОНВ с газовой турбиной выгодно отличает, во-первых, удобство взаимного расположения матрицы охладителя наддувочного воздуха и плоскости вращения лопаток вентилятора, достижение оптимального соотношения между площадью фронтальной поверхности теплообменника и площадью, ометаемой лопатками вентилятора для наилучшего теплообмена.

Во-вторых, предоставляется больше свободы с компоновкой системы в подкапотном пространстве грузовика, что позволит сократить протяженность воздушных и газовых патрубков, уменьшить гидравлические потери, что в конечном итоге благоприятно отразится на эффективном КПД двигателя.

По аналогии с системой двойного турбонаддува дизелей газы из поршневой группы проходят двойной каскад турбин турбокомпрессора и турбовентилятора, поэтому отпадает необходимость в специальном устройстве снижения шума, вызванного пульсациями давления газов, и в этом случае более эффективно используется энергия, которая тратилась бы на преодоление гидравлических потерь глушителя шума.

Немаловажным является способность к саморегулированию производительности турбовентиляторной системы охлаждения на режимах частичных нагрузок двигателя. Это связано с тем, что располагаемая энергия в каскадах турбин более интенсивно изменяется на второй по ходу движения газов турбине – турбине турбовентилятора, поэтому при снижении нагрузки тепловая эффективность воздухоохладителя уменьшается.

Но необходимо учесть, что газовая турбина турбовентилятора включается последовательно с турбиной турбокомпрессора и, таким образом, представляет собой дополнительное сопротивление в выпускной магистрали двигателя [4]. Оценке влияния возникающего противодавления на рабочие параметры турбодизеля заданной эффективной мощности и прежде всего на удельный эффективный расход топлива двигателя посвящена данная работа.

Математические исследования выполнены для турбодизеля мощностью 404 кВт типа 12ЧН13/14 (с непосредственным впрыском топлива в цилиндры, четырехклапанными индивидуальными головками цилиндров) с турбовентиляторной системой ОНВ типа «воздух-воздух» на номинальном режиме.

Компьютерные расчеты выполнены по предварительно разработанной программе, моделирующей работу турбодизеля. Суть расчетной методики, реализованной в программе, заключается в определении противодавления в выпускной системе турбодизеля, обусловленного мощностью и мощностным КПД $\eta_{тв}$ турбины турбовентилятора, и воздействия этого давления на насосные потери, величину механического и эффективного КПД двигателя. Индикаторный КПД двигателя и уровень гидродинамического сопротивления органов газообмена определялись по зависимостям, полученным на базе статистических данных, накопленных при испытании автотракторных турбодизелей.

Математическая модель турбодизеля с силовой турбиной включает в себя следующие условия и допущения:

- давление и температура газов в выпускном и во впускном трубопроводах постоянны и равны средним значениям в течение цикла;
- при различных вариантах турбины турбовентилятора КПД турбины и компрессора агрегата турбонаддува постоянные;

- потери тепла в трубопроводах отсутствуют.

При определении мощности механических потерь турбодизеля с турбовентиляторной системой ОНВ входящие в них в общем случае мощность на привод вентилятора и гидродинамическое сопротивление глушителя шума отработанных газов не учитывались.

Поскольку мощность турбины обусловлена (с учетом механического КПД подшипниковых опор турбовентилятора) мощностью N_B приводимого вентилятора, то в ходе расчетов варьировались значения мощностного КПД $\eta_{\text{ТТВ}}$ вариантов турбины при мощности N_B вентилятора: 2,5; 4; 8 кВт и температуре $t_{\text{ат}}$ атмосферного воздуха: 20, 30, 40 °С (атмосферное давление 101300 Па).

По результатам расчетов построены (рисунок 1), в частности, зависимости отношений (обозначены \bar{g}_e) удельного эффективного расхода топлива g_e турбодизелем с механическим приводом вентилятора ОНВ к удельному эффективному расходу топлива $g_{e\text{ТВ}}$ двигателем с турбовентиляторной системой ОНВ.

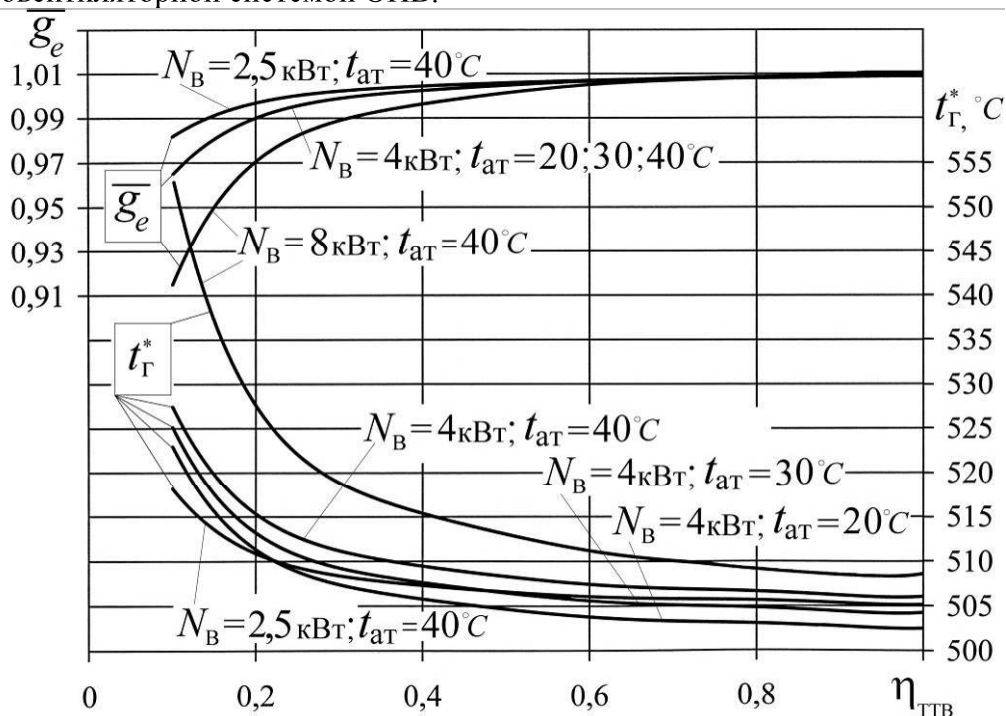


Рисунок 1 – Отношение \bar{g}_e удельного эффективного расхода топлива турбодизелем с механическим приводом вентилятора ОНВ к удельному эффективному расходу топлива двигателем с турбовентиляторной системой ОНВ, температура $t_{\text{Г}}^*$ газов турбодизеля с турбовентиляторной системой ОНВ при мощностных КПД $\eta_{\text{ТТВ}}$ вариантов турбин привода вентилятора мощностью N_B и при температурах $t_{\text{ат}}$ атмосферного воздуха

Из полученных зависимостей установлено, что при мощностных КПД $\eta_{\text{ТТВ}}$ вариантов турбины ниже 25-30% и при увеличении мощности N_B вариантов вентилятора расход топлива двигателем с турбовентиляторной системой ОНВ возрастает более чем на 5%.

При этом температура $t_{\text{Г}}^*$ газов, выходящих из поршневой группы, увеличивается почти на 50 градусов, но значения $t_{\text{Г}}^*$ остаются в диапазоне, соответствующем нормальным условиям работы двигателя.

Зависимость величин \bar{g}_e и $t_{\text{Г}}^*$ от температуры $t_{\text{ат}}$ атмосферного воздуха в диапазоне рассмотренных значений несущественная.

Также установлено, что при вариантах турбин с мощностным КПД $\eta_{\text{тв}}$ более 25-30% имеет место выигрыш в расходе топлива турбодизелем с турбовентиляторной системой ОНВ (значение \bar{g}_e выше единицы), увеличивающийся с ростом $\eta_{\text{тв}}$.

Увеличение КПД $\eta_{\text{тв}}$ вариантов турбины турбовентилятора на несколько абсолютных процентов при высоких значениях $\eta_{\text{тв}}$ приводит к относительно незначительному изменению величины $\eta_{\text{тв}}$, в отличие от такого же увеличения в области низких значений $\eta_{\text{тв}}$ (левая часть графиков). Поэтому при значении $\eta_{\text{тв}}$ около 65% линии \bar{g}_e сходятся в общую для трех рассмотренных полезных нагрузок турбины линию. Далее с ростом значений $\eta_{\text{тв}}$ более 80-85% рост \bar{g}_e несколько замедляется, в пределе приближаясь к одному проценту.

Выводы

На основании приведенных данных могут быть сделаны следующие выводы.

При высоких КПД лопаточных машин использование турбовентиляторной системы ОНВ по крайней мере не приведет к ухудшению расхода топлива турбодизелем на номинальном режиме работы, а может иметь место выигрыш в расходе топлива турбодизелем с турбовентиляторной системой ОНВ по сравнению с двигателем без турбовентилятора.

Высокий КПД вентилятора турбовентиляторной системы ОНВ при требуемой производительности и напоре обуславливает уменьшение нагрузки турбины и величины противодавления в двигателе. В этом случае выигрыш в расходе топлива двигателем на номинальном режиме наступает при меньших значениях КПД турбины.

При КПД турбины около 70% выигрыш в расходе топлива двигателем на номинальном режиме имеет место для сравнительно большого диапазона нагрузки турбины. Это позволяет при согласовании турбомашин в составе турбовентилятора широко варьировать параметры вентилятора турбовентиляторной системы ОНВ и прежде всего КПД вариантов; рост противодавления в этом случае практически не сказывается на получении выигрыша в расходе топлива.

Если турбовентиляторная система ОНВ предназначена для турбодизеля с продолжительной работой на частичных нагрузках, что обуславливает длительную работу лопаточных машин в составе турбовентилятора на нерасчетных режимах, то в этом случае, по-видимому, необходимо достичь максимальных значений КПД как вентилятора, так и турбины привода.

В заключение следует отметить, что предлагаемая турбовентиляторная система ОНВ может быть рекомендована к использованию в первую очередь на тяжело нагруженных транспортных средствах: тяжелых и сверхтяжелых карьерных самосвалах, грузовиках-трейлерах, средних и мощных промышленных тракторах; а также на стационарных однорежимных энергетических установках, приводящих электрогенераторы, различные технические насосы, нагнетатели и т.д.

Литература

1. Конструкция автомобиля /Под общ. ред. Карунина А.Л./ Том II. Двигатель / Райков И.Я., Макаров А.Р., Сергиевский А.В. и др. Под ред. Райкова И.Я. – М.: МАМИ, 2001. с. 465-561.
2. Андреев А.А., Давыдов Б.Н., Костюков А.В. Турбовентилятор для системы охлаждения дизеля большой мощности. «Автомобильная промышленность», 2001, № 7, с. 16-18.
3. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Андреев А.А. Исследование высокоэффективного турбовентилятора для системы охлаждения турбодизельной силовой установки тяжелого грузовика. «Известия МГТУ «МАМИ»», 2008, № 1, с. 56-62.
4. Андреев А.А., Костюков А.В. Результаты разработки и исследования турбовентилятора для системы охлаждения транспортного турбодизеля. «Двигатель», 2008, № 5, с. 14-16.