

Разработка и исследование высокоэффективного вентилятора для системы жидкостного охлаждения турбодизеля грузовика

к.т.н. Андреенков А.А., к.т.н. доц. Костюков А.В.

Университет машиностроения

8(495)702-56-86, andreyandre@yandex.ru, kostukov123@yandex.ru

Аннотация. На основе выполненного математического исследования вентиляторных устройств определены параметры высокоэффективного вентилятора диагонального типа для системы жидкостного охлаждения турбодизеля (мощность 397 кВт) большегрузного транспортного средства, также оценен расход топлива двигателем на номинальном режиме.

Ключевые слова: система охлаждения турбодизеля, диагональный вентилятор, осевой вентилятор, улучшение топливной экономичности.

При доминирующей тенденции увеличения литровой мощности поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) рост эффективной мощности энергетических установок сопровождается возрастанием тепловых потоков, идущих, в частности, в систему охлаждения. Очевидно, для поддержания теплового режима двигателей и отвода возросших тепловых потоков требуется увеличение расхода охлаждающего воздуха, то есть большая производительность вентиляторов систем охлаждения ДВС.

У современных автотранспортных средств высокая плотность компоновки радиаторов системы охлаждения. Вместе с тем, сопротивление воздушной сети, как известно [1], складывается из гидравлического сопротивления блока теплообменников и сопротивления воздушного тракта. Сопротивление воздушного тракта, в свою очередь, определяется потерями на трение и местными потерями, включающими потери при входе в воздушную сеть системы охлаждения (облицовка, жалюзи и т.п.), потери при поворотах воздушного потока, потери при внезапных сужениях и расширениях, потери на выходе воздуха из-под капота. При этом гидравлическое сопротивление воздушной сети даже в схемах без капсулирования двигателя выше сопротивления радиатора почти в 2 раза. Дополнительное оборудование и устройства, размещенные в подкапотном пространстве, шумовая изоляция моторного отсека (капсулирование двигателя) существенно увеличивают сопротивление воздушной сети, суммарная величина которого в ряде случаев превышает 1 кПа.

Таким образом, вентиляторы системы жидкостного охлаждения современных турбодизелей большегрузных транспортных средств должны сочетать высокие производительность и напор.

Системы жидкостного охлаждения двигателей тяжелонагруженных транспортных средств в подавляющем большинстве выполнены по отработанной традиционной схеме: вентилятор располагается за блоком теплообменных аппаратов, работая на всасывание, и приводится от коленчатого вала двигателя.

Увеличение механического КПД двигателя и улучшение расхода топлива двигателем достигаются снижением затрат мощности на привод вспомогательных агрегатов. В этой связи достижение высокой эффективности вентиляторов является актуальной технической задачей.

Сказанное позволяет сформулировать следующую постановку задачи. Для турбодизеля грузовика представляется целесообразным определить тип и основные энергетические и геометрические параметры вентилятора системы жидкостного охлаждения. Целевой функцией исследования является вариант вентиляторного устройства, обеспечивающий высокую эффективность при заданных напоре и производительности охлаждающего воздуха.

Исследования проводились на параметры системы охлаждения дизеля мощностью 397 кВт типа 12ЧН13/14 с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха (ОНВ); на номинальном режиме: требуемый расход охлаждающего воздуха 10 кг/с, сопротивление воздушной сети двигателя 1,2 кПа, атмосферное давление 101,3 кПа, температура атмосферного

воздуха 40°C.

По вопросу типа вентилятора можно отметить [1], что при значительных расходах охлаждающего воздуха центробежные вентиляторы становятся неприемлемыми по габаритам для компоновки на транспортном средстве. В проведенных исследованиях они не рассматривались. Вместе с тем можно заметить, что наиболее благоприятным для обтекания двигателя и течения в подкапотном пространстве оказывается диагональное направление потока воздуха на выходе из вентилятора, являющееся неким промежуточным вариантом между осевым направлением и радиальным.

Для вентиляторов систем жидкостного охлаждения автотракторных двигателей распространен метод, предполагающий подбор вентилятора-прототипа по коэффициенту быстроходности (далее его размеры пересчитываются на заданные параметры производительности и напора при условии сохранения высокой эффективности прототипа). Для проводимых исследований такой подход оказался неприемлемым, во-первых, из-за ограниченной обобщенной информации по диагональным вентиляторам. Во-вторых, чистота сравнительного анализа предполагает сопоставление расчетных параметров, полученных по единой расчетной методике.

Вопросы расчета и проектирования вентиляторов различного назначения, в том числе и для охлаждения транспортных двигателей, рассмотрены в большом количестве работ, с общими для лопаточных компрессорных машин основами теории [2], [4]. Очевидно, что между диагональным и осевым вентиляторами основное отличие заключается в наличии у диагонального колеса конусности, обусловленной углами втулочной и периферийной поверхностей колеса. Поэтому если принять в расчетах нулевое значение угла конуса по периферийной поверхности колеса, а значение угла конуса по втулочной поверхности порядка одного градуса и использовать расчетную зависимость для КПД осевой рабочей решетки, то в этом случае математическая модель становится физически верной для осевого вентилятора.

В распространенных рекомендациях по проектированию систем охлаждения автотракторных двигателей указывается, что по условиям достижения оптимального процесса теплообмена, уровня шума, динамического напора и потерь размеры ометаемой колесом вентилятора площади должны быть близки размерам площади матрицы радиатора, а окружная скорость на наружном диаметре колеса должна быть меньше 110 м/с.

В проведенном исследовании использовалась расчетная методика [3] со следующими допущениями математической модели вентиляторного устройства:

1. Течение перед и за рабочей решеткой вентилятора осесимметричное.
2. Плотность воздуха в ступени постоянна.
3. Закрутка потока перед рабочим колесом и спрямление потока за колесом отсутствуют.
4. Поверхности тока в рабочих колесах и непосредственно за ними круговые конические; образующие всех конусов пересекаются в окружности, лежащей в плоскости вращения колеса.
5. Распределение скорости на входе в решетку равномерное.
6. Динамический напор на входе в блок теплообменных аппаратов и на выходе из него по сравнению со статическими давлениями незначительный и им можно пренебречь.

В расчетах варьировались следующие входные параметры: частота вращения вентилятора n_v ; коэффициент осевой скорости потока φ_a на входе в рабочее колесо; наружный диаметр $D_{нар1}$ рабочего колеса и ширина его лопатки C ; для диагонального вентилятора дополнительно рассматривались несколько значений углов конуса по втулочной $\psi_{вт}$ и наружной $\psi_{нар}$ поверхности; вентиляторные устройства без диффузора за рабочим колесом.

Расчет вентиляторов проводился по струйкам тока воздуха в рабочем колесе вентилятора, ряд расчетных величин определялся итерационным методом с последующим уточнением конечного результата. Для оценки эффективности определялось среднеинтегральное значение КПД η_{vy} вентиляторного устройства

$$\eta_{\text{ВУ}} = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\eta_{\text{ПК}i} \cdot (W_{1i}^2 - W_{2i}^2 + U_{2i}^2 - U_{1i}^2) - C_{1mi}^2 \right) \cdot G_{\text{ВВ}i}}{2 \cdot N_{\text{В}}}, \quad (1)$$

где на среднем сечении i -ой струйки тока (количество струек тока n , шт.):

C_{1mi} – меридиональная составляющая абсолютной скорости воздуха на входе в рабочее колесо (очевидно, что при малых втулочном $\Psi_{\text{вт}}$ и наружном $\Psi_{\text{нар}}$ углах рабочее колесо – осевое, – $C_{1mi} = C_{1i}$), м/с;

W_{1i} и W_{2i} – относительные скорости потока на входе и выходе из рабочего колеса, м/с;

U_{1i} и U_{2i} – окружные скорости потока на входе и выходе из рабочего колеса, м/с;

$G_{\text{ВВ}i}$ – массовый расход воздуха на i -ой струйке тока, кг/с;

$N_{\text{В}}$ – мощность вентилятора, Вт;

$\eta_{\text{ПК}i}$ – КПД рабочей решетки на i -ой струйке тока, значения для осевого и диагонального вентиляторов определялись по зависимостям, соответствующим рассматриваемому типу вентилятора.

На основе анализа многочисленных вариантов осевых (рисунок 1) и диагональных вентиляторов, полученных с учетом вышеуказанных рекомендаций и варьирования входными параметрами, построен сводный график для вентиляторов максимальной эффективности (рисунок 2). Для этого были отобраны варианты вентиляторов с наибольшими значениями КПД с указанием коэффициента осевой скорости φ_a и наружного диаметра $D_{\text{нар1}}$ вентилятора, по полученным точкам были построены графические зависимости, удобные для анализа.

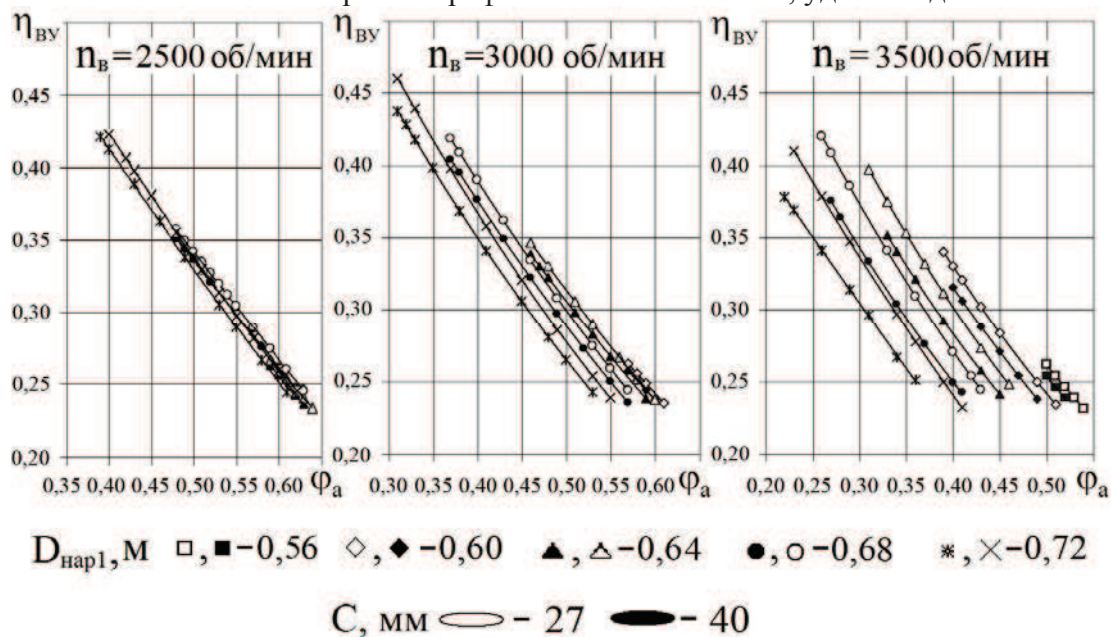


Рисунок 1. Результаты вариантных расчетов вентиляторных устройств с осевыми вентиляторами

Так установлено (рисунок 2), что в области коэффициентов осевой скорости φ_a меньших 0,31 отсутствуют физически оправданные расчетные варианты осевых вентиляторов, также зафиксирован максимальный КПД почти 46,5% при наружном диаметре $D_{\text{нар1}}$ осевого вентилятора равном 0,72 м.

Касательно диагональных вентиляторов, у которых значения φ_a существенно меньше, чем у осевых, в диапазоне значений $\varphi_a = 0,15 \div 0,20$ отмечен экстремум КПД, составляющий

почти 55,7% при ϕ_a равном 0,17. Установлено, что диагональный вентилятор с большим, чем у осевого вентилятора диаметром превышает осевой по эффективности почти в 1,2 раза.

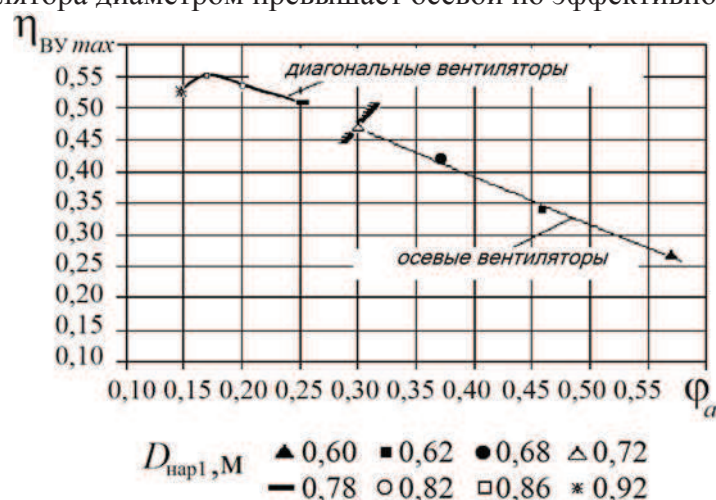


Рисунок 2. Сводный график вариантов осевых и диагональных вентиляторов максимальной эффективности

Сказанное позволяет выбрать для системы охлаждения двигателя диагональный вентилятор с наружным диаметром рабочего колеса $D_{нар1}$ равным 0,86 м, что хорошо согласуется с размерами фронтальной поверхности штатного радиатора системы жидкостного охлаждения, ширина и высота которого почти один метр. Частота вращения вентилятора 2500 об/мин, втулочный $\psi_{вт}$ и наружный $\psi_{нар}$ углы рабочего колеса равны соответственно 35 и 0 градусов. Мощность вентилятора 19,3 кВт.

Представляется целесообразным оценить выигрыш в расходе топлива двигателем с данным диагональным вентилятором по сравнению с указанным осевым вентилятором, уступающим диагональному по эффективности.

Математическая модель двигателя, позволившая оценить, в частности, насосные потери, величины механического и эффективного КПД двигателя, реализовала известную и хорошо себя зарекомендовавшую методику расчета параметров турбодизеля с ОНВ на номинальном режиме, суть которой и основные зависимости приводятся в [3].

Было установлено, что выигрыш в часовом расходе топлива двигателем с диагональным вентилятором составит на номинальном режиме 0,52 кг/час по сравнению с использованием осевого вентилятора. Данное обстоятельство можно считать положительным аспектом в пользу диагонального вентилятора.

Завершение этапов исследования позволяет сформулировать следующие основные выводы и рекомендации.

Выполненные вариантные расчеты вентиляторных устройств осевого и диагонального типов на параметры системы охлаждения турбодизеля типа с ОНВ показали, что при данных условиях работы диагональные вентиляторы по своим параметрам оказываются предпочтительнее осевых. Использование диагонального вентилятора, имеющего по сравнению с осевым в 1,2 раза большую эффективность, способствует уменьшению механических потерь и экономии топлива двигателем.

В заключение хотелось бы отметить, что исследованный вентилятор рекомендуется к использованию в первую очередь на тяжелонагруженных транспортных средствах: на тяжелых и сверхтяжелых карьерных самосвалах, грузовиках-трейлерах, средних и мощных промышленных тракторах; также представляется целесообразным его применение на стационарных 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, 568 с.
2. Чумаков, Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей. Учебник – М.: ИНФРА-М; Форум, 2012, с. 20 – 171.
 3. Андреенков, А.А. Оптимизация элементной базы и схемы турбовентилятора, системы охлаждения турбопоршневого двигателя. Дис. ... канд. техн. наук. – М., 2009. – 239 с.
 4. Андреенков А.А., Костюков А.В. Результаты разработки и исследования турбовентилятора для системы охлаждения транспортного турбодизеля. «Двигатель», 2008, №5, с. 14 –16.

Конструктивные изменения в ДВС, необходимые при переходе на бензоэтанольные топлива

Василевкин Е.В., Егоров В.Н., к.т.н. доц. Руновский К.С.
Университет машиностроения
bioethanol_mami@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрены конструктивные изменения в различных системах двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием, выполнение которых необходимо при переводе ДВС на бензоэтанольные топлива с различной концентрацией этанола в них.

Ключевые слова: этанол, бензоэтанольная смесь, конструктивные изменения, ДВС.

В последние годы в связи с ростом цен на традиционное автомобильное углеводородное топливо, истощением запасов нефти и ухудшением экологической ситуации в мире все больше внимания уделяется поиску альтернативных источников энергии, способных достойно заменить нефтяное топливо. Одним из решений этой проблемы является использование в качестве топлива для ДВС бензоэтанольных смесей. Их применение позволяет сохранить нефтяные ресурсы на производство товарного бензина, понизить требования к октановым характеристикам традиционных углеводородных топлив, улучшить экологические характеристики автомобилей.

В настоящее время в некоторых странах введены в эксплуатацию бензоэтанольные смеси с различным соотношением концентраций биоэтанола и бензина. Так, например, в странах Европы в широкой эксплуатации находятся три вида бензоэтанольных топлив Е5, Е10, Е85, в Бразилии и Аргентине доминируют смеси Е25- Е100, в США Е10, Е15 и Е85. В России в соответствии со стандартами ГОСТ Р 51866-2002, ГОСТ Р 52201-2004, ГОСТ Р 54290-2010 разрешается выпускать бензоэтанольное топливо с содержанием этанола 5, 10 и 85% соответственно.

В целом можно выделить два направления по применению бензоэтанольных смесей как топлива для ДВС:

- в качестве добавки к автомобильному бензину в концентрации этанола 5 – 10% (топлива Е5, Е10) для использования в автомобилях с «традиционными» бензиновыми двигателями;
- в качестве смесей с содержанием этанола до 85% – 100% (этанольные топлива Е20, Е30, Е85) для использования в автомобилях с системой универсального потребления топлива (Flexible-fuel vehicle).

Отличие этанола по физико-химическим свойствам, приведенным в таблице 1, от бензинов делает необходимым введение в конструкцию двигателя ряда изменений, объем которых зависит от концентрации этанола в топливе.

При концентрации этанола в бензоэтанольном топливе до 10% (топливо Е5, Е10) внесение изменений в конструкцию ДВС не требуется. Введение в автомобильные бензины 5-10% этанола (и/или других оксигенатов) повышает их детонационную стойкость, так как при увеличении концентрации кислорода в топливе снижается теплота сгорания топливовоздушной смеси, происходит более быстрый отвод теплоты из камеры сгорания и в результате понижается максимальная температура горения. Это дает возможность увеличить степень сжа-