УДК 621.436.12:621.63:621.6-1/-9

ВЕНТИЛЯТОР ДИАГОНАЛЬНОГО ТИПА ДЛЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТУРБОДИЗЕЛЕЙ

Андреенков А.А., Дементьев А.А.

Московский политехнический университет, Москва, e-mail: andreyandre@yandex.ru

Турбодизельные энергоустановки автомобилей сохраняют востребованность в долгосрочной перспективе; мощностной ряд формируется варьированием степени наддува, увеличивающего литровую мощность двигателя. Но при данном способе растет тепловой поток в систему охлаждения двигателя, а размещение охладителя наддувочного воздуха повышает гидравлическое сопротивление воздушной сети. Поэтому для системы охлаждения турбодизеля необходим высоконапорный вентилятор большой производительности, что сопряжено с ростом затрат мощности на его привод. Использование отвечающего данным требованиям вентилятора, имеющего высокую эффективность, минимизирует механические потери и улучшит эффективный КПД турбодизеля. Таким образом, вентилятор диагонального типа был разработан для системы охлаждения автомобильного турбодизеля (с системой охлаждения наддувочного воздуха) – номинальная мощность двигателя 88 кВт (120 л.с.); в частности, были заданы производительность вентилятора (2,1 кг/с), наружный диаметр рабочего колеса, параметры охлаждающего воздуха. Поскольку вентилятор-прототип, позволяющий пересчитать свои характеристики на требуемые параметры, при рассмотренных условиях не существует, то был выполнен полный комплекс расчетно-теоретических исследований и экспериментальных работ. В ходе предварительных расчетов было установлено, что диагональные вентиляторы существенно превосходят осевые по эффективности (заданные условия исключают из рассмотрения центробежные вентиляторы, ввиду неприемлемых габаритов последних). При выбранных значениях углов конусов диагонального колеса, тридцать пять и ноль градусов, был получен вариант вентилятора, имеющий наибольшую эффективность. Экспериментальный образец вентилятора был спрофилирован и изготовлен, а в ходе испытаний были получены его характеристики. Номинальная мощность привода вентилятора составляет почти 6% от мощности двигателя. Экспериментальные зависимости имеют плавный характер и выгодно отличаются несколько повышенными значениями по сравнению с расчетными величинами. Выявленная тенденция обусловливает возможность широкого использования вентилятора в модельном ряду: увеличение частоты вращения вентилятора сможет обеспечить, в определенной мере, соответствие возросшим требованиям системы охлаждения турбодизелей, согласно реализуемой степени наддува.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, турбодизель, система охлаждения, диагональный вентилятор, характеристики вентилятора, эффективность вентилятора, коэффициент напора вентилятора, коэффициент расхода

THE DIAGONAL FAN FOR THE COOLING SYSTEM OF THE VEHICLE TURBO-DIESEL ENGINES

Andreenkov A.A., Dementev A.A.

Moscow Polytechnic University, Moscow, e-mail: andreyandre@yandex.ru

Long term there is the demand for turbo-diesel engines as the vehicle energy plants, and the power range is formed by the necessary boost degree to increase the liter capacity. But this method increases the heat flows to the cooling system, and the intercooler intensifies the hydraulic resistance of the air network. So, the high-pressure high-performance fan is need for the cooling system of these engines, but the use one associates with increasing of its drive energy. If a fan meets these requirements while ensuring high efficiency its use will minimize mechanical losses and improve efficiency of the turbo-diesel engine. Thus, the diagonal-type fan was developed for the turbodiesel engine cooling system (with an intercooler); the nominal engine power is 88 kW (120 HP); in particular, the fan airflow consumption (2.1 kg/s), the outer diameter of the impeller, the cooling air parameters were preset information. Under the presented conditions there was not the prototype-fan to recalculate its parameters for the required ones, therefore a full complex of studies was done. Preliminary calculations founded that diagonal fans have higher efficiency than axial fans (centrifugal fans were excluded from this consideration because their dimensions were unacceptable inside these conditions). The inside angle and the outside angle of the wheel were selected (thirty-five and nil degrees), and parameters of the high-efficiency fan was calculated. The experimental sample of the fan was designed, then its experimental characteristics were obtained during the tests. The nominal power of the fan drive is almost 6% of the engine power. The experimental curves' character is smooth, its values are some higher compared with the estimated values. The revealed tendency will cause to a widespread use of this fan at the turbo-diesel engines from their power range, because the fan rotate speed increasing can ensure, to a certain extent, compliance to the higher requirements of the cooling system, according to the implemented boost degree.

Keywords: automobile transport, turbo-diesel engine, cooling system, diagonal fan, fan characteristics, fan efficiency, fan pressure coefficient, flow coefficient

Выгодно отличающиеся низкими удельными расходами топлива турбодизели весьма востребованы автомобилестроителями, в немалой степени этому способствуют отлаженная производственная и широкая сервисная базы, оказывая положительное влияние на такие составляющие показателя надежности энергоустановок, как безотказность и ремонтопригодность, и усиливая стабильность коммерческой привлекательности.

Отмеченная тенденция сохраняется и в долгосрочном прогнозе, благодаря постоянной работе по улучшению параметров и характеристик турбодизелей: увеличение литровой мощности с помощью турбокомпрессора, обеспечивающего выбранную степень наддува, широко используется для «построения» мощностного ряда на основе «единой поршневой машины» [1] – модульный принцип и унификация комплектующих являются общепринятым способом снижения себестоимости изделия, что экономически оправдано и в двигателестроении.

Вместе с тем тепловые нагрузки системы охлаждения, которые при турбонаддуве выше, чем у атмосферного дизеля, при увеличении требуемой степени наддува возрастают, как это и следует из общеизвестного уравнения баланса мощности тепловых двигателей [2], поэтому для обеспечения приемлемого теплового режима работы двигателей требуются вентиляторы повышенной производительности.

С учетом аэродинамических характеристик автомобиля и его эргономики, взаимосвязанных как с дизайном и габаритами машины, так и с экономико-технологическим аспектом разработки [3], подкапотное пространство современных автомобилей используется максимально рационально: свободного места, без обоснованной причины, практически нет – размещение агрегатов и навесного оборудования крайне загущено.

Установка промежуточного охладителя наддувочного воздуха увеличивает плотность компоновки блока теплообменников, что ведет к росту гидравлического сопротивления воздушной сети, а специальная шумоизоляция – так называемое «капсулирование моторного отсека», широко применяемое на автомобилях, – к добавочному, поэтому вентилятор системы охлаждения должен быть высоконапорным [4].

Также представляется целесообразным и обоснованным, чтобы конструкция вентилятора обладала бы некоторым резервом указанных характеристик, тогда переход на новые – повышенные – значения, сообразно мощности модели турбодизеля, сравнительно легко обеспечить, в определенных пределах, увеличением частоты вращения вентилятора.

Таким образом, согласно рассмотренным обстоятельствам, вентилятор системы жидкостного охлаждения современного турбодизеля представляет собой весьма энергоемкий агрегат. Чтобы отбор мощности с коленчатого вала на привод вентилятора был технически оправданным, требуемые производительность и напор должны сочетаться с высокой эффективностью вентилятора – получение такого варианта обусловливает экономию потребляемого двигателем топлива, за счет снижения механических потерь на привод вспомогательных агрегатов, и обосновывает целевую функцию проведенного исследования.

Материалы и методы исследования

Появление новых объектов машиностроения, к которым относится и разработанный вентилятор, сопряжено с реализацией комплекса расчетно-теоретических исследований и практических (экспериментальных) работ, проводимых с изготовленным для этих целей образцом; физический эксперимент позволяет не только уточнить параметры, в общем полученные на этапе проектирования, но, зафиксировав и рассматривая «полную картину», выявить отдельные нюансы и спрогнозировать их влияние на характеристики, а также дополнить мнение о достоверности математических моделей и расчетных методик.

Вентилятор создан для системы жидкостного охлаждения турбодизеля (с охлаждением наддувочного воздуха) – номинальная эффективная мощность 88 кВт (120 л.с.).

По общим условиям, которые принимаются при разработке устройств и элементов системы охлаждения тепловых двигателей, предназначенных для эксплуатации в умеренном климате, заданы параметры: температура воздуха на входе в блок теплообменников – 40 °С, давление атмосферного воздуха – нормальное.

Согласно техническому заданию, требуемая производительность вентилятора составляет 2,1 кг/с; организация подачи охлаждающего воздуха традиционная для автомобильных тепловых двигателей: вентилятор, приводимый от коленчатого вала, работает на всасывание.

Коэффициент восстановления полного давления воздушной сети – 0,988; воздух на выходе из блока радиаторов подогрет на двадцать пять градусов.

Величина наружного диаметра рабочего колеса принята по условию приближения размера получаемой при ометании лопатками вентилятора площади к фронтальной поверхности матрицы радиатора (рекомендации предлагают уменьшить диаметр относительно размера матрицы на 10–15 % для улучшения процессов теплообмена и течения воздуха) – диаметр составляет 0,364 м; на среднем сечении ширина колеса – по условиям прочности и компоновки – 28 мм; применение диффузора за рабочим колесом не предусмотрено.

В рамках вопроса о выборе типа вентилятора следует сказать об используемых для охлаждения транспортных двигателей центробежных вентиляторах: хотя они наиболее соответствуют требованиям высокого напора, а также выгодно отличаются «тихой» работой из-за отсутствия высокочастотных составляющих шума – «свиста», – но при больших расходах охлаждающего воздуха их габариты становятся весьма и весьма значительными [5].

С учетом заданных условий и ввиду проблемы взаимной компоновки с блоком теплообменников, а также – размещения в подкапотном пространстве, вентиляторы центробежного типа не рассматривались.

Вентиляторы диагонального типа представляют своего рода «промежуточный вариант» между осевыми вентиляторами, в расчетной методике которых рассматриваются только осевая и окружная составляющие вектора абсолютной скорости потока, и центробежными, – учитываются меридиональная проекция и радиальная составляющая скорости потока.

Диагональные вентиляторы принципиально отличаются от осевых значительным углом втулочной поверхности колеса (при этом возможно наличие угла и у периферийной образующей колеса) – у осевых вентиляторов значения этих углов малы (их наличие обусловлено скорее конструкционными особенностями и технологией изготовления крыльчаток).

В сложившихся условиях приходится изначально отказаться от способа, при котором искомый вариант вентилятора получается пересчетом характеристики вентилятора-прототипа на заданные параметры – расчет по методу подобия [6].

Этот широко распространенный способ получения вентиляторов с «новыми характеристиками» здесь нельзя применить, поскольку при дополнительных ограничениях, наложенных исходными данными, как условиями однозначности, невозможно выполнить пересчет сочетающихся параметров, обеспечив комплексное соответствие, – требуемого вентилятора-прототипа не существует [7].

Поэтому, как уже отмечалось, в проведенных работах по вентилятору были отражены общие принципы создания лопаточных машин и было выполнено математическое исследование, с анализом полученных результатов.

В качестве расчетной использовалась математическая модель работы [8]. Данная методика позволяет поочередно рассматривать, с учетом присущих особенностей, осевые и диагональные вентиляторы.

Согласно выбранной методике, расчет параметров выполняется сначала по среднему сечению, а затем – на характерных поверхностях тока по высоте лопаток, с последующим нахождением среднеинтегральных значений при вычислении ряда величин и параметров итерационным методом. Значения КПД диагональной или осевой рабочей решетки определяются по соответствующей каждому типу зависимости.

Вопрос выбора номинальной частоты вращения вентилятора необходимо было решить одним из первых.

Поскольку по исходным данным наружный диаметр рабочего колеса принят как величина постоянная, то варьировались значения коэффициента осевой скорости – параметра, являющегося для лопаточных машин критерием подобия и представляющего, как известно, отношение расходной составляющей скорости потока на входе в рабочее колесо к величине окружной скорости на наружном диаметре входа в колесо.

Так как в расчетах потребовалось ограничить вариабельные значения окружной скорости вентилятора по условию приемлемого уровня шума (рекомендуются величины менее ста десяти метров в секунду [9]), то была получена частота вращения 4800 мин$^{-1}$ (от коленчатого вала к вентилятору потребуется увеличивающая передача).

В выполненных расчетных исследованиях, весьма объемных и продолжительных, варьировались значения углов диагональных вентиляторов, а параметры получаемых вариантов вентиляторов соответствующим образом оценивались, прежде всего, по критерию достижения высокой, на фоне других, эффективности, а также по конструкционным особенностям – для возможности последующего исполнения.

Результаты исследования и их обсуждение

Анализ результатов вариантных расчетов показал, что для рассматриваемых условий (высокие напор и расход воздуха) диагональные вентиляторы предпочтительнее, так как их эффективность существенно выше, чем у расчетных вариантов осевых вентиляторов. Полученные результаты согласуются с известными данными по вентиляторам диагонального типа [10].

При сделанном выборе углов наружной и втулочной образующих рабочего колеса, соответственно ноль и тридцать пять градусов, были рассчитаны основные геометрические и энергетические параметры варианта вентилятора, отличающегося наибольшей эффективностью.

После профилирования был изготовлен экспериментальный образец вентилятора. По технологическим соображениям он был выполнен, согласно полученным размерам, из металла: заготовки лопаток из стального листа опрессовывались на специальной матрице, затем лопатки приваривались к коническому ободу колеса, после чего выполнялись необходимые обрабатывающие операции.

Вместе с тем прочностной анализ, проведенный с помощью программного комплекса, реализующего метод конечных элементов, показал, что для изготовления вентилятора возможно использовать неметаллические материалы, например карбоволокниты, обеспечивающие достаточный запас прочности при рассмотренных условиях эксплуатации.

Сопряженное с таким решением удешевление материалов и технологии изготовления является положительным моментом для массового производства.

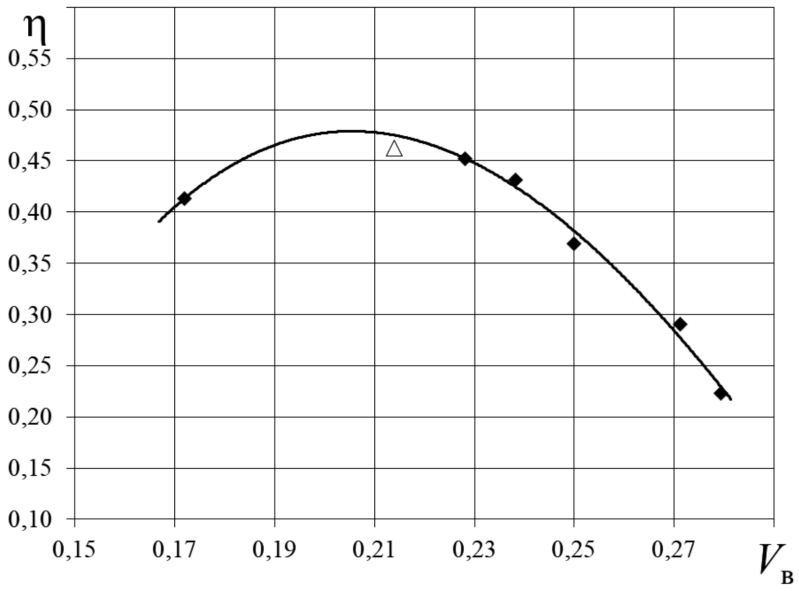
Исследования вентилятора были проведены на находящейся в лабораторном боксе кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики» Московского Политеха аэродинамической установке, согласно требованиям соответствующего стандарта [11], где рассмотрены методы, которые могут быть использованы также для испытаний диагональных вентиляторов.

При испытании воздушная сеть располагалась на стороне всасывания, что позволило выполнить замеры в невозмущенном потоке, а воздух из рабочего колеса выходил в свободную атмосферу.

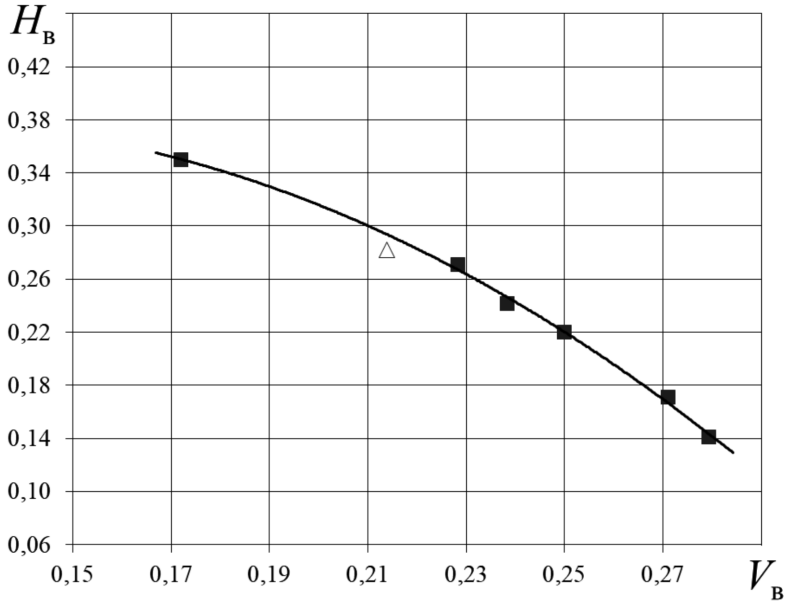
С помощью необходимых приборов и оборудования, задавая сопротивление

сети, измерялись и регистрировались величины для определения размерных параметров и для последующих вычислений, чтобы представить характеристики в виде общепринятых безразмерных зависимостей коэффициента напора $H_в$ и КПД η вентилятора от коэффициента производительности $V_в$.

При анализе полученных кривых (рисунок, *а* и *б*) следует отметить их плавный и непрерывный характер в практически важном диапазоне коэффициентов производительности, с их увеличением КПД вентилятора растет, достигая максимального значения почти 0,48 при 0,205 (при этом коэффициент напора составляет почти 0,31).



а)



б)

Экспериментальные безразмерные характеристики вентилятора: Δ – расчетная точка

При расчетном значении коэффициента производительности 0,214 экспериментальное значение КПД 0,474 – это несколько превышает расчетную величину 0,463 (почти на 2,3 относительных процента); экспериментальное значение коэффициента напора при этом составляет 0,291 – выше расчетной величины 0,282 на 3,2%.

Расчетная величина КПД расположена близко к содержащему экстремум интервалу: лежит в диапазоне порядка 10% изменения значений коэффициента производительности и почти в таком же диапазоне относительного изменения коэффициента напора.

На привод вентилятора, с учетом механического КПД, требуется почти 6% от номинальной мощности двигателя; по данному показателю, укладывающемуся в диапазон 5–7% (на основе существующих статистических данных), разработанный вентилятор соответствует преобладающему большинству вентиляторов систем охлаждения наземных транспортных систем, что при указанных выше начальных условиях является положительным результатом.

Заключение

Несколько завышенные параметры вентилятора удовлетворительно совпадают с расчетными, что расценивается в целом как положительные последствия и для примененной расчетной методики, и для эксплуатации разработанного вентилятора.

Принимая во внимание технологический аспект, данная тенденция представляется весьма благоприятной, поскольку при рассеивании характеристик, существующем при массовом производстве у серийных изделий, предпочтительно, чтобы параметры экспериментального образца несколько превышали бы заданные.

Можно несколько сместить рабочую точку вентилятора на номинальном режиме, увеличив производительность без ущерба для КПД и при сохранении требуемого напора.

Представляется, что разработанный вентилятор может быть использован (и как прототип, с последующим пересчетом характеристик) для подачи воздуха и охлаждения не только динамических систем, но и в стационарных объектах и энергоустановках при условиях, аналогичных рассмотренным выше, расширяя имеющееся представление о вентиляторах диагонального типа.

Список литературы

1. Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф., Зайченко Е.Н., Аршинов Л.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. М.: Эколит, 2011. 336 с.

2. Шатров М.Г., Морозов К.А., Алексеев И.В. Двигатели автотракторной техники. М.: Кнорус, 2016. 400 с.

3. Hu P., Ying L., He B. Hot stamping advanced manufacturing technology of lightweight car body. Singapore: Springer Singapore, 2016. 314 p.

4. Андреенков А.А. Высоконапорный диагональный вентилятор системы охлаждения тракторного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 6. С. 39–41.

5. Косточкин В.Н. Центробежные вентиляторы. М.: Рипол Классик, 2014. 230 с.

6. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Высшая школа, 1972. 344 с.

7. Насосы. Вентиляторы. Кондиционеры: Справочник / Е.М. Росляков, Ю.Е. Тупицин, Н.В. Коченков и др.; ред. Е.М. Росляков. СПб.: Политехника, 2006. 822 с.

8. Андреенков А.А. Оптимизация элементной базы и схемы турбовентилятора системы охлаждения турбопоршневого двигателя: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. Москва, 2009. 239 с.

9. Дячек П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Издательство АСВ, 2013. 452 с.

10. Андреенков А.А. Высокоэффективный вентилятор для системы жидкостного охлаждения турбодизеля грузовика // Грузовик. 2014. № 2. С. 2–6.

11. ГОСТ 10921-2017. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. М.: Стандартинформ, 2018. 44 с.