

СЕРИЯ 1. НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА, ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИГАТЕЛИ

Диагональный вентилятор с оптимизированной геометрией рабочих лопаток для системы охлаждения турбодизеля

к.т.н. Андреев А.А., Дементьев А.А., к.т.н. доц. Костюков А.В.

Университет машиностроения

8(495)702-56-86, andreyaandre@yandex.ru, w1941w@yandex.ru, kostukov123@yandex.ru

Аннотация. Исследована возможность повышения эффективности диагонального вентилятора системы охлаждения турбодизеля номинальной мощностью 397 кВт при предложенном способе профилирования лопаток, что расширяет представление о вентиляторах данного типа.

Ключевые слова: система охлаждения турбодизеля, диагональный вентилятор, КПД рабочей решетки.

В вопросе улучшения показателей расхода топлива автотракторными тепловыми двигателями разработчики энергетических установок спорадически используют концепцию повышения механического КПД двигателя за счет снижения затрат мощности на привод вспомогательных агрегатов [1].

Наиболее энергоемкими среди навесных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) являются вентиляторные устройства системы жидкостного охлаждения. В частности, доминирующая тенденция увеличения литровой мощности турбодизелей, направленная на рост среднего эффективного давления энергетических установок, сопровождается возрастанием тепловых потоков, отводимых системой 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, которая в подавляющем большинстве выполняется по отработанной традиционной схеме: вентилятор приводится от коленчатого вала двигателя и располагается за блоком теплообменных аппаратов, работая на всасывание.

Для уменьшения энергоемкости вентиляторного устройства и, следовательно, снижения расхода топлива двигателем вентилятор должен сочетать в себе необходимые для поддержания теплового режима двигателя производительность охлаждающего воздуха и напор с высоким значением КПД. Поэтому достижение высокой эффективности вентилятора является *актуальной технической задачей*, которая в настоящей работе решается применительно к турбодизелю типа 12ЧН13/14 номинальной мощностью 397 кВт.

Решение данной задачи видится в переходе от осевого вентилятора к вентилятору диагонального типа, занимающему некое промежуточное положение между осевым и центробежным. Также направление потока воздуха, создаваемое диагональным колесом, благоприятно для обтекания двигателя и течения в подкапотном пространстве.

Для вентиляторных устройств систем охлаждения автотракторных двигателей распространен метод, основанный на теории подобия и предполагающий подбор вентилятор-прототипа по коэффициенту быстроходности. Далее размеры пересчитываются на заданные производительность и напор при условии сохранения высокой эффективности прототипа.

При рассматриваемых условиях данный подход изначально неприемлем, во-первых, из-за ограниченной обобщенной информации по диагональным вентиляторам. Во-вторых, чистота сравнительного анализа предполагает сопоставление расчетных параметров, полученных по единой расчетной методике, то есть в настоящей работе был реализован общий принцип разработки и проектирования лопаточных машин [2].

В расчетах варьировался ряд входных параметров: значения частоты вращения венти-

лятора n_b , коэффициент осевой скорости потока φ_a на входе в рабочее колесо, наружный диаметр $D_{нар1}$ рабочего колеса и ширина C лопатки колеса, а в случае диагонального вентилятора дополнительно рассматривались несколько значений углов конуса по втулочной $\psi_{вт}$ и наружной $\psi_{нар}$ поверхностям. 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.

Как было установлено [3], диагональный вентилятор с несколько большим, чем у осевого вентилятора, наружным диаметром (то есть при меньшем значении коэффициента скорости φ_a) превысил осевой по эффективности почти в 1,2 раза.

Необходимо отметить, что в ходе расчетов диагональных вентиляторов неоднократно были зафиксированы отрицательные расчетные 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 положительными углами φ_1 и φ_2 .

Установлено, что отмеченное явление усиливается с увеличением расчетных значений частот вращения, с ростом значений втулочного угла $\psi_{вт}$ и ширины C рабочей решетки и в основном касается сечений, находящихся в зоне от корня до 1/3 высоты лопатки. Особенно важно, что расчетные значения КПД $\eta_{рК}$ решетки профилей на 2-3% выше, чем у аналогичных рабочих решеток с положительными углами изгиба кромок (рисунок 1), отмеченное обстоятельство непосредственно касается повышения эффективности вентилятора.

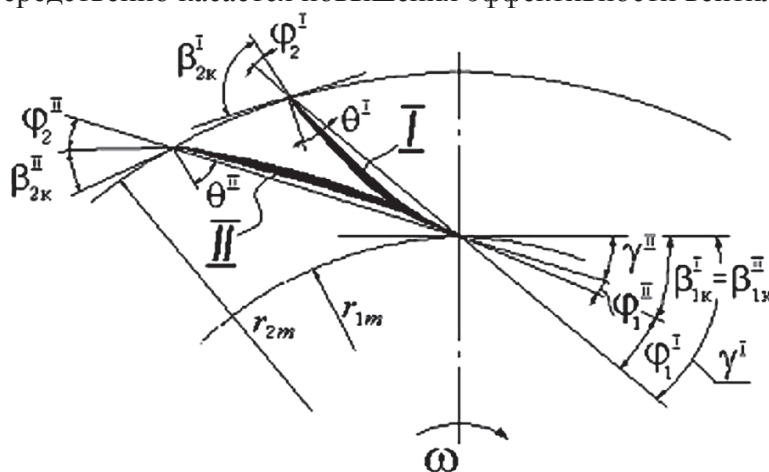


Рисунок 1. Совместное изображение конических разверток прикорневого сечения рабочих лопаток диагональных вентиляторов при положительных (профиль I) и при отрицательных (профиль II) углах изгиба φ_1 и φ_2 входной и выходной кромок

Целью данной работы является исследование диагонального вентилятора с предложенным способом профилирования лопаток для использования в системе охлаждения турбодизеля номинальной мощностью 397 кВт.

Данный вопрос исследовался на спроектированных модельных диагональных вентиляторах: малоразмерном вентиляторе с положительными углами лопаток ДВ-8 и вентиляторе ДВ-9, у которого профили в сечениях, лежащих до 1/3 высоты лопатки, имеют отрицательные углы изгиба кромок. В таблице 1 представлены некоторые геометрические параметры в прикорневом сечении рабочих колес указанных вентиляторов (ψ – угол конического сечения, здесь совпадает со втулочным углом $\psi_{вт}$, b – хорда профиля, остальные обозначения – согласно рисунку 1).

Исследовать модели вентиляторов технически удобнее, чем полноразмерные вентиляторы, а при равенстве критериев геометрического и физического подобия результаты исследования оказываются преемственными; исследовались вентиляторные устройства без диффузора за рабочим колесом.

Экспериментальные зависимости коэффициента напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ и статического КПД $\eta_{\text{СтВ}}$ от коэффициента производительности \bar{V} диагональных вентиляторов ДВ-8 и ДВ-9 показаны на рисунке 2. Также построена безразмерная напорная характеристика воздушной сети $\bar{H}_C = f(\bar{V})$ и указаны расчетные рабочие точки вентиляторов. При анализе полученных зависимостей можно отметить следующее.

Таблица 1.

Геометрические параметры лопаток вентиляторов ДВ-8 и ДВ-9 в прикорневых сечениях

Вентилятор	$\beta_{1к}$, град	$\beta_{2к}$, град	φ_1 , град	φ_2 , град	γ , град	α , град	θ , град	ψ , град	C , мм	b , мм	D_{m1} , мм	D_{m2} , мм
ДВ-8	34	56	6,8	4,2	40,8	11,0	38,2	35	36	40,6	260	320
ДВ-9	34	36	-9,6	-6,0	24,4	17,6	48,0	35	36	53,2	260	320

У вентилятора ДВ-8 протекание зависимостей коэффициента напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ и статического КПД $\eta_{\text{СтВ}}$ от коэффициента производительности \bar{V} имеет плавный и непрерывный характер на всем рассмотренном практически важном интервале значений \bar{V} . Максимум $\eta_{\text{СтВ}}$ ДВ-8 составляет 0,503 при \bar{V} 0,145, при этом значение коэффициента напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ составляет 0,185.

Для вентилятора ДВ-8 при сравнении экспериментальных и расчетных данных установлено: при расчетном значении коэффициента расхода \bar{V} равном 0,15 расчетная величина $\eta_{\text{СтВ}}$ составляет 0,521, что на 1,9 абсолютных процента или почти на 3,5 относительных процента превышает экспериментальное значение $\eta_{\text{СтВ}}$ равное 0,502; экспериментальное значение коэффициента напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ при этом составляет 0,183 против расчетного значения 0,191 (относительная разность почти 4%).

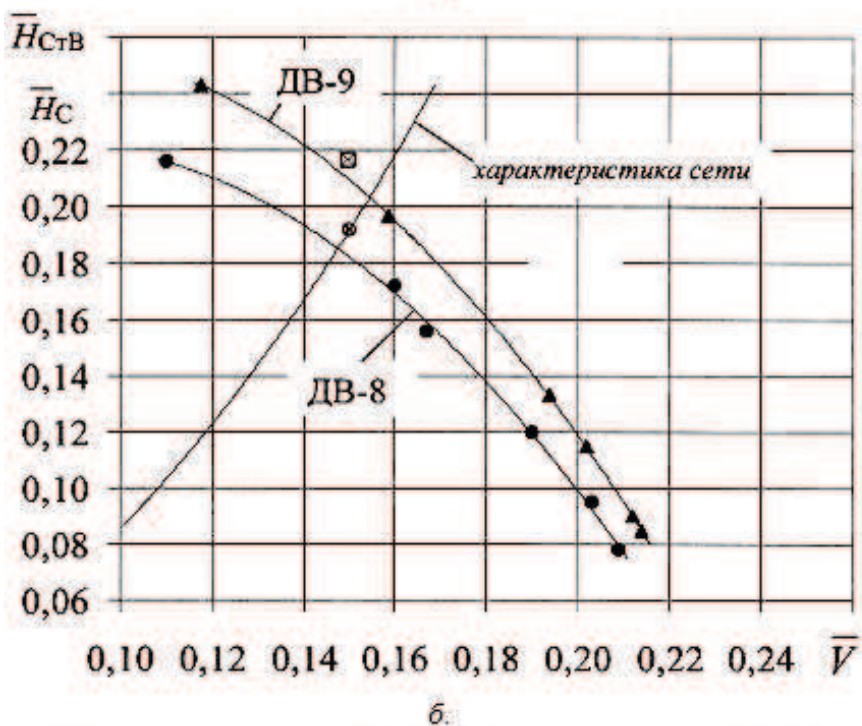
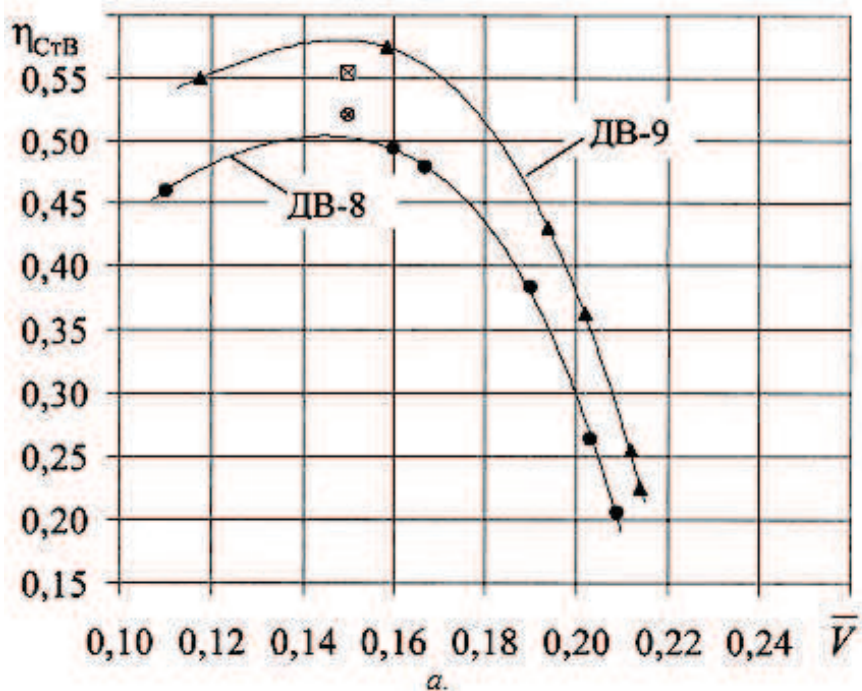
У вентилятора ДВ-9 КПД $\eta_{\text{СтВ}}$ плавно растет при увеличении \bar{V} до 0,148, достигая здесь максимального значения 0,578 при $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ равном 0,211, затем плавно уменьшается, то есть имеет плавный и непрерывный характер на всем рассмотренном практически важном интервале значений коэффициента расхода \bar{V} .

Сравнение экспериментальных данных вентилятора ДВ-9 с расчетными значениями показывает, что экспериментальное значение КПД $\eta_{\text{СтВ}}$ составляет 0,578 (находится вблизи экстремума) против расчетной величины 0,556 при расчетном значении коэффициента расхода \bar{V} равном 0,15. Расчетное значение $\eta_{\text{СтВ}}$ оказалось заниженным на 2,2 абсолютных процента или почти на 4 относительных; экспериментальное значение коэффициента напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ при этом составляет 0,21 против расчетного значения 0,217 (относительная разность почти 3%).

Таким образом, можно заключить, что удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных подтверждает достоверность методики расчета диагонального вентилятора.

При сравнении экспериментальных зависимостей коэффициента напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ и КПД $\eta_{\text{СтВ}}$ диагональных вентиляторов ДВ-8 и ДВ-9 установлено, что вентилятор ДВ-9 существенно превосходит вентилятор ДВ-8 по эффективности и напору на всем рассмотренном

диапазоне значений \bar{V} .



⊗ – расчетная точка ДВ-8, ⊠ – расчетная точка ДВ-9

Рисунок 2. Характеристики диагональных вентиляторов ДВ-8 и ДВ-9

Максимумы КПД исследованных диагональных вентиляторов ДВ-8 и ДВ-9 лежат в сравнительно узком диапазоне значений коэффициента производительности \bar{V} 0,145÷0,15, поэтому можно считать, что производительность этих вентиляторов при максимальных значениях КПД $\eta_{\text{ств}}$ практически одинаковая.

Значительное превосходство вентилятора ДВ-9 над ДВ-8 по напору отмечается в левой части графика, при малых значениях \bar{V} .

Таким образом, можно заключить, что при предложенных отрицательных углах изгиба

кромок лопаток значительно увеличилась эффективность и напор вентиляторного устройства в практически важном диапазоне коэффициентов производительности \bar{V} : максимальное значение КПД устройства повысилось почти на 7,5 абсолютных процентов, при этом напор повысился в 1,14 раза.

Рабочая точка диагонального вентилятора ДВ-8 лежит на характеристике сети несколько ниже расчетного значения. Коэффициент напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ ДВ-8 в рабочей точке составляет 0,185 против требуемого $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ равного 0,192, то есть меньше почти на 3,5%, при коэффициенте расхода \bar{V} 0,147, что на 2% меньше требуемого значения, при этом $\eta_{\text{СтВ}}$ находится в области максимальных значений и равен 0,502.

В рабочей точке вентилятора ДВ-9 коэффициент напора $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ составляет 0,204, что почти на 6% выше требуемого, при коэффициенте расхода \bar{V} равном 0,154, что на 2,7% больше требуемого значения. При этом значение $\eta_{\text{СтВ}}$ вентилятора ДВ-9 составляет 0,576 и лежит в области экстремума значений КПД, соответствующего максимальной величине 0,578. По сравнению с параметрами в рабочей точке вентилятора ДВ-8 напор выше в 1,1 раза, коэффициент расхода – почти на 5%, а КПД – почти в 1,15 раза.

Таблица 2.

Параметры диагонального вентилятора системы охлаждения турбодизеля типа 12ЧН13/14 номинальной мощностью 397кВт

Название величины, обозначение, размерность	Значение
1 Наружный диаметр колеса на входе, $D_{\text{нар1}}$, м	0,923
2 Втулочный диаметр колеса на входе, $D_{\text{вт1}}$, м	0,379
3 Угол образующей наружной конической поверхности тока, $\psi_{\text{нар}}$, град	0
4 Угол образующей втулочной конической поверхности тока, $\psi_{\text{вт}}$, град	35
5 Ширина профиля рабочей решетки на среднем сечении, $S_{\text{ф}}$, м	0,071
6 Число рабочих лопаток, Z , шт	7
7 Перепад статического давления в ступени вентилятора, $\Delta p_{\text{СтВ}}$, Па	1,1
8 Расход охлаждающего воздуха, $G_{\text{в}}$, кг/с	10
9 Частота вращения вентилятора, $n_{\text{в}}$, об/мин	2000
10 Мощность вентилятора, $N_{\text{в}}$, кВт	17

Производительность и напор вентилятора ДВ-8 в целом незначительно отличаются от требуемых по условиям работы вентилятора на воздушную сеть. Вместе с тем, согласно технологической статистике массового производства существует зона рассеивания параметров изделия – поле допуска, обусловленное, в частности, технологией производства. Поэтому желательно, чтобы у опытного образца вентилятора системы охлаждения $\bar{H}_{\text{СтВ}}$ и \bar{V} были несколько выше требуемых значений, то есть чтобы рабочая точка вентилятора располагалась несколько выше его расчетной точки. Поэтому некоторое превышение требуемых по рабочим условиям параметров можно считать положительным аспектом вентилятора ДВ-9. Важен и тот факт, что спроектированный вентилятор – без выходного диффузора, данное обстоятельство облегчит компоновку устройства на транспортном средстве.

Таким образом, высокоэффективный диагональный вентилятор ДВ-9 целесообразно использовать в качестве аналога вентилятора для системы охлаждения турбодизеля типа 12ЧН13/14 номинальной мощностью 397кВт. Аэродинамические характеристики вентилятора ДВ-9 пересчитаны по законам подобия на требуемые параметры системы охлаждения с сохранением высокого КПД вентилятора, параметры диагонального вентилятора представлены в таблице 2.

В завершении исследования можно сформулировать следующие основные выводы и рекомендации.

Определены параметры высокоэффективного диагонального вентилятора системы жидкостного охлаждения турбодизеля с ОНВ типа 12ЧН13/14 номинальной мощностью 397кВт.

У диагонального вентилятора с отрицательными углами изгиба кромок лопаток по сравнению с диагональным вентилятором с положительными углами максимальный КПД выше почти в 1,15 раза.

В заключение хотелось бы отметить, что исследованный вентилятор рекомендуется к использованию в первую очередь на тяжело нагруженных 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 [Текст]: учебник для вузов в 4 т. / Под общ. ред. А.Л. Карунина / Т. 2. Двигатель / И.Я. Райков, А.Р. Макаров, А.В. Сергиевский и др.; под ред. И.Я. Райкова. – М.: МАМИ, 2001. – 568 с.
2. Чумаков Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей [Текст]: учебник / Ю.А. Чумаков. – М.: ИНФРА-М; Форум, 2012. – Гл. 1– 6 – с. 20 – 171.
3. Андреенков А.А. Разработка и исследование высокоэффективного вентилятора для системы жидкостного охлаждения турбодизеля грузовика [Текст] / А.А. Андреенков, А.В. Костюков // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – № 1. т. 1 – с. 6– 10.

Влияние трения в шарнирах на работоспособность амортизационно-натяжного устройства гусеничного движителя

Бульбутенко С.С., Федоткин Р.С., Овчаренко А.С., к.т.н. доц. Бейненсон В.Д.
*Университет машиностроения, ОАО «НИИ Стали»
(963) 976-29-47, bulbutenko@engineer.com*

Аннотация. Приведен метод расчета работы трения в шарнирах амортизационно-натяжного устройства с определением среднего давления и площади контакта поверхностей шарниров с учетом конструктивных особенностей шарнира и особенностей его изготовления. Проанализировано влияние коэффициента трения, типа смазки и температуры на величину работы трения в шарнире. Полученные данные были сопоставлены с величиной работы упругого элемента для оценки влияния трения на КПД АНУ.

Ключевые слова: амортизационно-натяжное устройство, шарнир, работа трения, смазка, площадь трения, коэффициент трения

Известно, что для ограничения величины растягивающего усилия гусеницы (цепи или ленты), предохранения элементов движителя от перегрузок, а также для регулировки усилия натяжения гусеницы направляющее колесо оборудуется амортизационно-натяжным устройством (АНУ). Оно обеспечивает упругий ход оси направляющего колеса при попадании посторонних предметов между гусеницей и натяжным колесом либо ведущей звездочкой, снижает динамические нагрузки на гусеницу, направляющее и ведущее колесо, а также поддерживает заданное усилие натяжения. В истории машиностроения вопросам работы натяжных устройств было посвящено большое количество научных трудов и изобретений.

Общая компоновочная схема АНУ на ходовой системе тракторов НАТИ-04 и ЧН-6 представлена на рисунке 1. Многие тракторы, такие как ДТ-75, имеют аналогичную конструкцию АНУ.