

Б. Е. Железко

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЖЕКТОРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ*

Недостатки широко распространенного в настоящее время вентиляторного охлаждения автотракторных двигателей ставят перед исследователями и конструкторами задачу изыскания и изучения принципиально новых способов охлаждения, которые отличались бы не только лучшими температурными характеристиками, но и более простой и дешевой конструкцией, компактностью, меньшими затратами мощности на систему охлаждения и т. п. К таким системам можно отнести эжекторное охлаждение двигателя, сущность которого заключается в том, что требуемый поток охлаждающего воздуха создается не вентилятором, а эжектором, в котором для этой цели используется энергия отработавших газов.

Опыты с двигателем Д-50 показали работоспособность эжекторного охлаждения на различных режимах работы, в том числе и при 10%-ной перегрузке. Диаграмма теплового состояния двигателя с эжекторным охлаждением при различных нагрузках и перегрузке представлена на рис. 1 в виде зависимости температуры выходящей из двигателя воды $t'_в$ (°C) от времени работы $\tau_{мин}$.

Из диаграммы видно, что при работе двигателя на номинальном режиме ($N_e = 50$ л. с., $n = 1600$ об/мин) температура теплоносителя (воды) не превышала 100°C, при работе на частичных нагрузках она была меньше 100°C, а при работе на 10%-ной перегрузке составила 104—105°C.

Температурные показатели двигателя зависят как от количества тепла, отдаваемого двигателем в воду, так и от того, как система охлаждения передает тепло конечной охлаждающей среде (воздуху). Если теплоотдача в воду связана в основном с режимом ра-

* Данную статью следует рассматривать как продолжение ранее опубликованных материалов [4, 5, 6].

Все графики построены по данным эксперимента, полученным вследствие применения плоского секционного эжектора (количество сопел $n_c = 8$, диаметр сопла $d_c = 14$ мм, масштаб эжектора, т. е. отношение площадей поперечных сечений камеры эжектора и сопел, $m = 22$). Наклонение составляют лишь графики на рис. 4 и 5, где изменялись соответственно диаметр сопел и масштаб эжектора.

боты, с тепловыми процессами, протекающими в цилиндрах двигателя, то способность системы охлаждения передавать тепло воздуху зависит от конструкции, и от материала радиатора, и от внешних условий, и от расхода и скорости охлаждающего воздуха через радиатор. Расход же охлаждающего воздуха находится в зависимости от процесса эжекции, на который оказывают влияние тер-

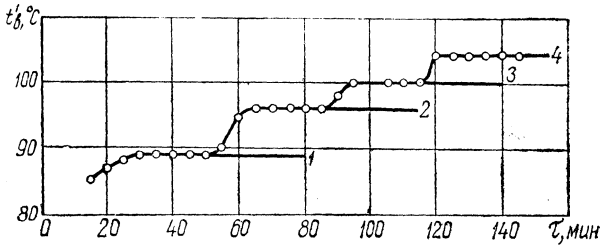


Рис. 1. Диаграмма теплового состояния двигателя Д-50 с эжекторным охлаждением при $n = 1600$ об/мин (по нагрузочной характеристике):
 1— $N_e = 40$ л. с.; 2— $N_e = 45$ л. с.; 3— $N_e = 50$ л. с.;
 4— $N_e = 55$ л. с.

модинамические параметры выхлопных газов, сопротивление радиатора, конструкция эжектора, характер движения эжектирующего газа и т. п. Задачей исследования являлось изучение теплообмена между радиатором и охлаждающей средой. Поэтому во время испытаний эжекторного охлаждения значительное внимание было уделено определению степени влияния различных факторов на производительность эжектора.

В этом плане изучался и процесс эжекции. Влияние отдельных факторов на эффективные показатели эжектора исследовалось при неизменности остальных факторов.

Основными показателями работы эжектора являются: разрежение, создаваемое в эжекторе (p_2); производительность эжектора (G_2); коэффициент эжекции ($q = G_2/G_1$); коэффициент полезного действия эжектора. Производными показателями следует считать: противодействие двигателю (давление эжектирующего выхлопного газа перед сопловым аппаратом) p_r ; количество тепла, отведенного от радиатора эжектируемым воздухом, Q ; температуру выходящей из двигателя воды $t'_в$.

Рассмотрим влияние различных факторов на основные и производные показатели работы эжекторного охлаждения.

Влияние мощности двигателя. На рис. 2 показана зависимость разрежения в эжекторе от мощности двигателя при постоянном числе оборотов. Увеличение разрежения при повышении мощности явилось следствием роста скорости истечения отработавших газов из соплового аппарата, который вызван повышением температуры

и давления выхлопа. Постоянство оборотов двигателя характеризует постоянство весового расхода эжектирующего газа (если пренебречь некоторым увеличением его за счет расхода топлива). Следовательно, повышение скорости истечения отработавших газов можно считать единственной причиной падения давления в эжекторе. При постоянном сопротивлении радиатора увеличение разрежения в камере эжектора вызывает повышение расхода эжектируемого воздуха и, следовательно, рост коэффициента эжекции. Из рис. 2 видно, что расход охлаждающего воздуха повышается на 500 кг/ч, т. е. примерно на 20%, при увеличении мощности от 30 до 53 л. с.

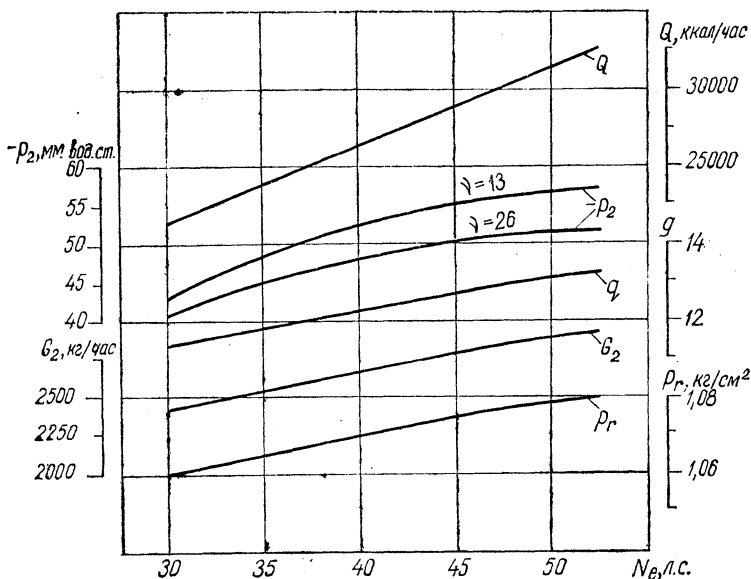


Рис. 2. Зависимость разрежения в эжекторе — p_2 , количества эжектируемого воздуха G_2 , теплосъема с радиатора Q , коэффициента эжекции q и противодавления двигателю p_r от эффективной мощности двигателя при $n = 1600$ об/мин.

Зависимость расхода охлаждающего воздуха от мощности двигателя представляет существенное преимущество эжекторного охлаждения в сравнении с вентиляторным, где такая зависимость отсутствует. Прирост количества охлаждающего воздуха способствует стабилизации теплового состояния двигателя, делает его менее чувствительным к изменению режима работы двигателя.

Так как теплоотдача в воду растет быстрее, чем расход охлаждающего воздуха через радиатор, то и при эжекторном охлаждении температура теплоносителя возрастает вместе с нагрузкой на двигатель. Зависимость теплосъема с радиатора при эжекторном

охлаждении от нагрузки на двигатель представлена на рис. 2 (при установившемся тепловом режиме теплосъем с радиатора примерно равен теплоотдаче двигателя в воду). На рис. 2 показано также увеличение противодействия двигателю при повышении нагрузки. Линейная зависимость противодействия от мощности подтверждает, что она вызвана увеличением объема выхлопных газов вследствие повышения температуры.

Влияние числа оборотов двигателя. Испытания показали, что основное влияние на процесс эжекции и эффективные показатели эжекторного охлаждения оказывают обороты двигателя. Здесь решающую роль играют количество и термодинамические параметры эжектирующего газа. Такой вывод вытекает из основных теоретических соотношений процесса эжекции, изложенных в литературе [1, 2, 3, 7, 8, 9]. Эксперимент в основном подтвердил результаты аналитических расчетов по упомянутым соотношениям, хотя при этом были выявлены и некоторые отклонения.

Количество эжектирующего газа пропорционально числу оборотов двигателя, что подтверждено опытными данными (рис. 3).

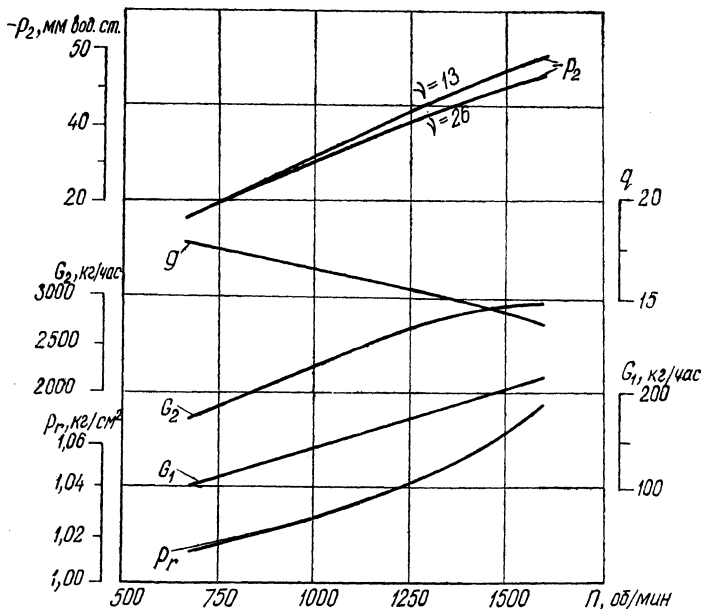


Рис. 3. Зависимость разрежения в эжекторе — p_2 , количества эжектируемого воздуха G_2 , эжектирующего (выхлопного) газа G_1 , коэффициента эжекции q и противодействия двигателю p_r от оборотов двигателя n (по внешней характеристике).

Каждое из них, с увеличением числа оборотов линейно должно увеличиваться количество эжектируемого воздуха и разрежение в

эжекторе. Однако на практике линейной зависимости не наблюдалось. Из рис. 3 видно, что степень увеличения количества эжектируемого воздуха уменьшается с повышением числа оборотов, хотя и остается положительной. Следовательно, прирост расхода охлаждающего воздуха через радиатор уменьшается с увеличением числа оборотов двигателя. Соответственно уменьшению прироста расхода эжектируемого воздуха снижался и коэффициент полезного действия эжектора. Увеличение оборотов от 1200 до 1600 *об/мин* уменьшило к. п. д. эжектора от 0,35 до 0,28.

Особый интерес представляет зависимость разрежения в камере эжектора от числа оборотов двигателя (см. рис. 3). При повышении числа оборотов двигателя, т. е. с ростом количества эжектирующего газа, разрежение в эжекторе увеличивается, хотя степень увеличения при этом снижается, что характеризуется кривизной кривых, которые отличаются лишь тем, что показывают зависимость разрежения от числа оборотов при различной частоте пульсации активного газа. Из рис. 3 видно, что кривая с большей частотой пульсации располагается ниже и имеет большую кривизну. Причем обе кривые начинают отличаться в диапазоне 900—1000 *об/мин*, где максимальная частота пульсации составляет $\nu = 16$. Это означает, что повышение частоты пульсации выше величины $\nu = 16$ отрицательно сказывается на эффективных показателях работы эжектора, в том числе и на расходе эжектируемого воздуха.

На рис. 3 показана также зависимость коэффициента эжекции от изменения числа оборотов двигателя. Коэффициент эжекции уменьшается с ростом числа оборотов, что вытекает из анализа зависимостей $G_1 = f(n)$, $G_2 = f(n)$. Действительно, в любой точке испытываемого диапазона оборотов первая производная от функции, описывающей кривую $G_2 = f(n)$, меньше, чем соответствующая первая производная от функции, описывающей кривую $G_1 = f(n)$. Значит функция, описывающая зависимость отношения расходов эжектируемого воздуха и эжектирующего газа, должна быть убывающей в том же диапазоне изменения числа оборотов. Такая зависимость выгодна для систем охлаждения автотракторных двигателей, так как способствует стабилизации теплового состояния двигателя на переходных режимах работы. Исследование показало, что график расхода охлаждающего воздуха через радиатор более пологий у эжекторного охлаждения (в функции от оборотов) в сравнении с вентиляторным. Следовательно, эжекторное охлаждение менее чувствительно к изменению оборотов двигателя по сравнению с вентиляторным.

Изменение противодавления двигателю в функции от числа оборотов для эжекторного охлаждения также представлено на рис. 3. Существенное влияние оборотов на величину противодавления вызвано увеличением расхода обработавших газов. Небольшая кри-

визна кривой объясняется повышением температуры газов в связи с увеличением мощности (испытания проводились по внешней характеристике двигателя). Опыты с оптимальным вариантом эжектора показали, что при работе двигателя на номинальном режиме величина противодавления составляет $1,075 \text{ кг/см}^2$, т. е. не превышает общепринятых расчетных норм.

Влияние площади выходного сечения соплового аппарата. При исследовании влияния площади выходного сечения соплового аппарата на основные показатели работы эжектора были выявлены существенные отклонения данных эксперимента от результатов аналитических расчетов по известной методике, изложенной в литературе [1, 3, 4, 8].

Как следует из этих зависимостей, уменьшение площади выходного сечения соплового аппарата в условиях постоянства расхода эжектирующего газа способствует росту эффективности работы эжектора. Уменьшение диаметра сопел приводит к повышению полного давления и скорости истечения активного газа, что должно, согласно уравнению эжекции, повысить разрежение в камере эжектора, увеличить скорость и расход эжектируемого воздуха. Однако на практике наблюдалась несколько иная картина.

Несмотря на некоторое повышение разрежения в эжекторе (рис. 4), что вызвано ростом скорости активного газа, имело место

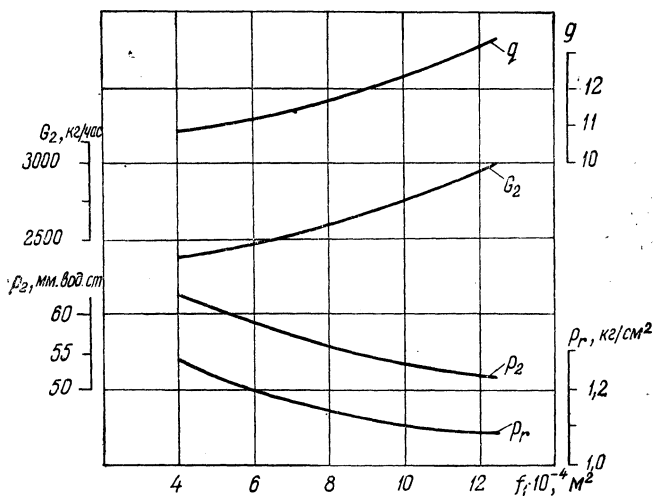


Рис. 4. Зависимость разрежения в эжекторе — p_2 , количества эжектируемого воздуха G_2 , коэффициента эжекции q и противодавления двигателю p_r от площади выходного сечения соплового аппарата f_1 .

снижение на 17% расхода эжектируемого воздуха при уменьшении площади выходного сечения соплового аппарата в три раза.

Такое снижение расхода не может быть объяснено возрастанием потерь энергии на смешение потоков или недостаточной длиной камеры эжектора. Возникает предположение, не играет ли повышение давления эжектирующего газа отрицательную роль в процессе эжекции, не являются ли ошибочными существующие расчетные зависимости эжектирующего устройства. Это предположение было бы неправильным. Скоростной напор, безусловно, играет решающую роль в процессе эжекции. Снижение расхода эжектируемого воздуха при уменьшении площади выходного сечения соплового аппарата вызвано какими-то другими факторами, которые не учтены в уравнении эжекции и влияние которых оказалось особенно действенным в условиях пульсирующего движения активного газа. Таким фактором следует считать периметр выходного сечения соплового аппарата.

Если за основу механизма эжекции взять взаимодействие между частицами газа смешиваемых потоков [1], то становится понятным, что, чем больше первоначальная поверхность контакта между потоками активного и пассивного газов, тем больше эффект эжекции. Уменьшение периметра выходного сечения соплового аппарата и повышение скорости истечения эжектирующего газа, вызванное уменьшением диаметра сопел, уменьшает угол конусности факела активной струи и сокращает поверхность контакта.

Фактор периметра играет положительную роль в эжекторном охлаждении, так как способствует получению требуемого эффекта охлаждения без повышения противодавления двигателю. Для этого форму выходного сечения соплового аппарата следует выбирать такой, чтобы периметр был наибольшим. Можно рекомендовать форму сечения щелевую, крестообразную, звездообразную и т. п. При выборе формы сечения следует руководствоваться, конечно, конструктивными и технологическими соображениями. Необходимо отметить, что экспериментируемые сопла круглого сечения являются самыми нерациональными с точки зрения фактора периметра.

Влияние масштаба эжектора. Зависимость количества эжектируемого воздуха и коэффициента эжекции от масштаба эжектора представлена на рис. 5. С возрастанием масштаба растет расход эжектируемого воздуха и коэффициент эжекции, что достаточно хорошо согласуется с расчетными данными, вычисленными по известным зависимостям. Повышение производительности эжектора с увеличением масштаба сопровождается понижением разрежения в камере эжектора и, таким образом, ограничивается величиной аэродинамического сопротивления радиатора. Кроме того, увеличение масштаба связано с удлинением камеры смешения, т. е. с увеличением габаритов эжектирующего устройства.

Характер изменения разрежения в эжекторе при различной частоте пульсации в зависимости от масштаба эжектора также показан на рис. 5.

Влияние пульсации. Вопрос о влиянии пульсации активного газа на процесс эжекции является новым, сложным и требует детального исследования. В данной работе, основная цель которой — исследование эжекторного охлаждения, этот вопрос изучался в общих чертах в связи с пульсирующим характером движения отработавших газов двигателя и заключался в том, чтобы качественно решить, влияет или не влияет пульсация на показатели работы эжектора. В эксперименте частота пульсации γ изменялась в со-

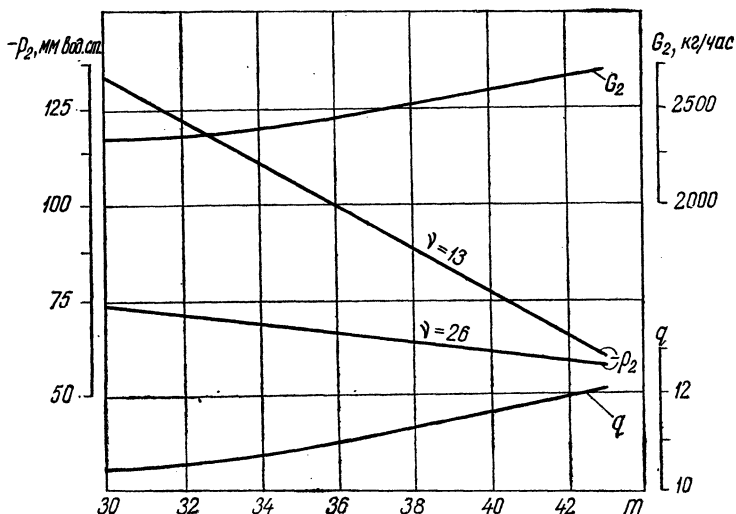


Рис. 5. Зависимость разрежения в эжекторе — p_2 , количества эжектируемого воздуха G_2 и коэффициента эжекции q от масштаба эжектора m при номинальном режиме работы двигателя ($N_e = 50$ л. с., $n = 1600$ об/мин).

ответствии с изменением схемы объединения выхлопа и питания соплового аппарата (выхлоп от одного цилиндра или выхлоп от двух цилиндров через общий коллектор). Опыты показали, что пульсация оказывает значительное влияние на процесс эжекции. Уже отмечалось, что кривые одной и той же зависимости, снятые при различной частоте пульсации эжектирующего газа, существенно различаются между собой (см. рис. 2, 3, 5), причем различие между ними определяется не только частотой пульсации γ , но и масштабом эжектора m и в некоторой степени мощностью двигателя. С увеличением масштаба эжектора влияние пульсации резко снижается, что видно из сопоставления кривых на рис. 5. Результаты измерения давления и температуры смеси в различных точках эжектора позволяют считать, что зависимость фактора пульсации от частоты пульсации должна представлять собой кривую,

имеющую точку экстремума. Предполагается, что оптимальная частота пульсации находится в диапазоне $\nu = 15\text{---}20$.

Итак, пульсация оказывает положительное влияние на процесс эжекции. Специалистам предстоит вывести уравнение эжектора с учетом пульсирующего характера движения активного газа, частными случаями которого могут быть существующие уравнения, справедливые для стационарных потоков. Насколько отличаются результаты расчетов по существующим теоретическим зависимостям от опытных данных, видно из сопоставления характеристик эжектора, приведенных на рис. 6, 7. Как следует из графиков, тео-

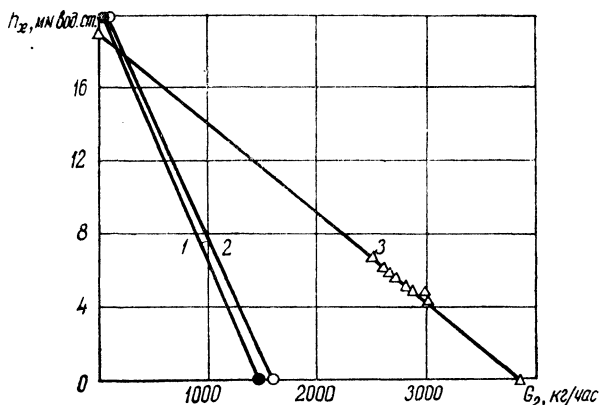


Рис. 6. Характеристика эжектора $h_x = f(G_2)$ при номинальном режиме работы двигателя ($N_e = 50$ л. с., $n = 1600$ об/мин):

1 — расчетная по формуле Баулина; 2 — расчетная по формуле Ивянского; 3 — экспериментальная.

ретические характеристики, построенные по формулам Баулина и Ивянского [3, 8], почти совпадают, в то время как опытная характеристика существенно и выгодно отличается от теоретических, особенно при малых сопротивлениях на всасывании. Пульсация активного газа повысила коэффициент эжекции примерно в два раза, и не учитывать этого при расчете эжектора для охлаждения двигателя было бы большой ошибкой.

Так как пока не существует уравнения эжекции для пульсирующих потоков, расчет эжектора для охлаждения двигателя внутреннего сгорания можно производить по известным уравнениям эжекции стационарных потоков, но результаты расчета необходимо корректировать коэффициентом пульсации $k_{\text{п}}$. Например, если по принятому масштабу m , известному аэродинамическому сопротивлению радиатора h_x и скоростному давлению h_1 вычисляется

коэффициент эжекции q , то его необходимо умножить на коэффициент пульсации k_n , т. е. скорректировать по выражению

$$q_n = k_n q.$$

Для двигателя Д-50 коэффициент пульсации $k_n = 2$, если относительное давление эжектора находится в диапазоне $h_x/h_1 = 0 - 0,05$ и если частота пульсации составляет $\nu = 15 - 20$. Более точную величину коэффициента пульсации для двигателя Д-50 можно определить из рис. 7.

У других двигателей коэффициент пульсации будет иметь другую величину, но у двигателей одного класса (близких по мощности и оборотам) он будет примерно таким, как и у двигателя Д-50.

Зная полный коэффициент эжекции q_n и расход эжектирующего (отработавшего) газа, нетрудно вычислить производительность эжектора (расход эжектируемого воздуха) G_2 по выражению

$$G_2 = q_n G_1.$$

Сравнение эжекторного и вентиляторного охлаждения двигателя Д-50. Целью заключительной части исследования было сравнительное испытание эжекторного и вентиляторного охлаждения двигателя Д-50 в одинаковых температурных условиях окружающей среды. Следует отметить, что

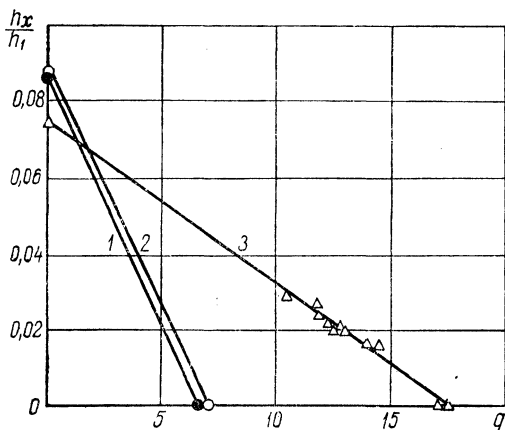


Рис. 7. Безразмерная характеристика эжектора $\frac{h_x}{h_1} = f(q)$ при номинальном режиме работы двигателя ($N_e = 50$ л. с., $n = 1600$ об/мин):

1 — расчетная по формуле Баулина; 2 — расчетная по формуле Ивянского; 3 — экспериментальная.

эжекторное охлаждение работало в худших условиях по водяному и воздушному трактам: дополнительные три метра трубопровода с пятью коленами, соединявшие радиатор с водяной рубашкой двигателя, значительно увеличили сопротивление по тракту движения воды, существенно снизили полезное давление водяного насоса и, таким образом, ухудшили температурные и экономические показатели работы двигателя.

Обдув двигателя охлаждающим воздухом после радиатора также способствовал улучшению температурных характеристик вентиляторного охлаждения, чего не было в эжекторном охлаждении с изолированным воздушным трактом.

Результаты сравнительных испытаний представлены на рис. 8.

Установлено, что охлаждение двигателя с помощью эжектора так же эффективно, как и с помощью вентилятора. Температура теплоносителя в двигателе, оснащенном радиатором с воздушной заслонкой, серийным вентилятором и облицовкой радиатора, составила 100°C при работе на номинальном режиме ($N_e = 50 \text{ л. с.}$, $n = 1600 \text{ об/мин}$). Такая же температура наблюдалась с эжекторным охлаждением при работе двигателя на том же номинальном режиме. В обоих случаях перепад температуры воды в радиаторе составил $3\text{--}4^{\circ}\text{C}$. Несколько меньшая температура теплоносителя (порядка 92°C) фиксировалась, когда двигатель был укомплектован радиатором и вентилятором без воздушной заслонки и облицовки.

Серийный двухлопастный вентилятор двигателя Д-50 потребляет $N_v = 2 \text{ л. с.}$ от эффективной мощности при $n = 1600 \text{ об/мин}$. Применение эжекторного охлаждения позволило избежать этих затрат и таким образом повысить номинальную эффективную мощность двигателя с 50 до 52 л. с. , т. е. форсировать двигатель на 4% . В этом показателе заключено основное преимущество эжекторного охлаждения.

Удельный эффективный расход топлива у двигателя с эжекторным охлаждением оказался на $1\text{--}2 \text{ Г/л. с.-ч}$ меньше, чем у того же двигателя с вентиляторным охлаждением. Необходимо отметить, что ожидаемая экономия должна была составить около 5 Г/л. с.-ч . Отдельные опыты показывали такую экономию, но среднее значение (графики строились по средне-статистическим данным) составило $1,5 \text{ Г/л. с.-ч}$. Очевидно, на экономику оказали влияние конструктивные и производственные недочеты эжектора (удлинение трубопроводов водяного тракта и т. п.). Тем не менее двигатель с эжекторным охлаждением имеет более высокую экономичность.

Во время сравнительных испытаний эжекторного и вентиляторного охлаждения изучалось поле скоростей охлаждающего воздуха перед радиатором. Оказалось, что при вентиляторном охлаждении поле скоростей весьма неравномерно. Основная масса воздуха проходит через среднюю часть радиатора в виде осевого потока. В углах радиатора скорость воздуха очень мала, следовательно, эффективность теплообмена в этих зонах незначительна. При

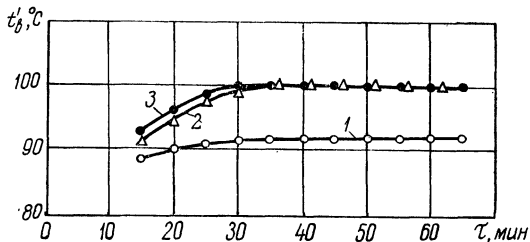


Рис. 8. Температурные характеристики эжекторного и вентиляторного охлаждения двигателя Д-50 при номинальном режиме работы: 1 — двигатель оснащен радиатором и вентилятором; 2 — радиатором, вентилятором, воздушной заслонкой и облицовкой радиатора; 3 — радиатором и эжектором.

эжекторном охлаждении наблюдалось почти равномерное поле скоростей по всей фронтальной площади радиатора. Охлаждающий воздух поступал в радиатор и с фронта и с боков в одинаковой мере. Следовательно, степень использования поверхности теплообмена радиатора при эжекторном охлаждении выше, чем при вентиляторном. Этим объясняется тот факт, что эжекторное охлаждение при сравнительно меньшем количестве охлаждающего воздуха обеспечило такой же эффект, что и вентиляторное.

Итак, сравнительные испытания подтвердили преимущества эжекторного охлаждения по сравнению с вентиляторным, хотя некоторые из них (экономичность) проявились не в полной мере.

Проведенное исследование позволяет приступить к проектированию и испытанию эжекторного охлаждения непосредственно на тракторе в полевых условиях.

Выбор объекта эжекторного охлаждения определялся тем, можно ли распространить результаты исследования на другие двигатели такого же класса. Тракторные двигатели работают в более тяжелых условиях, чем автомобильные, поэтому требования к системе охлаждения тракторных двигателей более высокие. Следовательно, если доказана возможность охлаждения тракторного двигателя небольшой мощности без вентилятора посредством эжектирования охлаждающего воздуха через радиатор за счет энергии отработавших газов, то этот вывод можно распространить и на автомобильные двигатели соответствующего класса.

В последнее время в нашей стране и за рубежом все больший интерес проявляется к охлаждению двигателя без промежуточного теплоносителя (воздушное охлаждение). В связи с этим полезно заметить, что применение эжектора в воздушном охлаждении вполне рационально. Большой перепад температур между охлаждающими ребрами и окружающей средой, а также конструктивные соображения ставят эжекторное охлаждение в выгодное положение по сравнению с вентиляторным в системе воздушного охлаждения автотракторных двигателей.

Л и т е р а т у р а

1. *Абрамович Г. Н.* Прикладная газовая динамика. М., 1953.
2. *Баулин К. К.* Исследование работы эжектора. «Отопление и вентиляция», 1933, № 2.
3. *Баулин К. К.* О расчете эжектора. «Отопление и вентиляция», 1938, № 6.
4. *Дейч М. Е.* Техническая гидродинамика. М.—Л., 1953.
5. *Железко Б. Е.* Экспериментальное исследование эжекторного охлаждения двигателя. «Инж.-физ. журн.», 1962, № 1.
6. *Железко Б. Е.* К вопросу об охлаждении двигателя внутреннего сгорания. «Изв. АН БССР», сер. физ. техн. наук, 1962, № 1.
7. *Железко Б. Е.* Использование энергии выхлопных газов транспортных двигателей внутреннего сгорания. В сб.: «Исследования в области теплообмена и аэродинамики потоков». Минск, 1963.
8. *Низанский С. И.* Обобщение расчета эжектора. «Отопление и вентиляция», 1936, № 12.
9. *Филимонов А. И.* О методике испытаний и режимах работы газового эжектора. «Автомобильная промышленность», 1958, № 2.