

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ ОТ РЕЖИМА РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

В настоящей статье приводятся результаты аналитического и экспериментального исследований зависимости температуры воды, а также перепадов температуры воды ($\delta t_{\text{ж}}$) и воздуха ($\delta t_{\text{в}}$) от характеристик системы охлаждения и количества тепла (Q), подлежащего рассеиванию, при заданной температуре окружающего воздуха ($t_{\text{в.х}}$).

Под характеристиками системы охлаждения и режима работы ее понимается активная поверхность радиатора (F), коэффициент теплоотдачи его (K), расход воды (жидкости) и ее теплоемкость ($G_{\text{ж}}$ и $c_{\text{ж}}$), расход воздуха и его теплоемкость при постоянном давлении ($G_{\text{в}}$ и $c_{\text{в}}$).

Температурный режим характеризуется температурой воды при входе в радиатор ($t_{\text{ж.г}}$) и выходе из него ($t_{\text{ж.х}}$), температурой воздуха при входе ($t_{\text{в.г}}$) и выходе ($t_{\text{в.х}}$) из радиатора и перепадами температур воды ($\delta t_{\text{ж}} = t_{\text{ж.г}} - t_{\text{ж.х}}$) и воздуха ($\delta t_{\text{в}} = t_{\text{в.г}} - t_{\text{в.х}}$) в радиаторе.

Исходными являются уравнение теплопередачи радиатора

$$Q = K F \Delta t \quad (1)$$

и уравнения теплового баланса системы охлаждения

$$Q = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} (t_{\text{ж.г}} - t_{\text{ж.х}}) = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \delta t_{\text{ж}}; \quad (2)$$

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{в.г}} - t_{\text{в.х}}) = G_{\text{в}} c_{\text{в}} \delta t_{\text{в}}. \quad (3)$$

Входящий в выражение (1) средний температурный напор Δt в большинстве инженерных расчетов принимается как средний арифметический

$$\Delta t = \frac{t_{\text{ж.г}} + t_{\text{ж.х}}}{2} - \frac{t_{\text{в.г}} + t_{\text{в.х}}}{2}. \quad (4)$$

Более точные результаты получаются с применением среднелогарифмического температурного напора, справедливого для теплообменника с противотоком теплоносителей. Применительно к радиатору с перекрестным током теплоносителей средний логарифмический напор берется с поправочным коэффициентом, ве-

личина которого, как показали вычисления, для условий работы радиаторов автотракторных двигателей близка к единице, поэтому в расчетах он опускался, принимался равным

$$\Delta t = \frac{(t_{ж.г} - t_{в.г}) - (t_{ж.х} - t_{в.х})}{\ln \frac{t_{ж.г} - t_{в.г}}{t_{ж.х} - t_{в.х}}} \quad (5)$$

Решим задачу, принимая усреднение Δt по закону среднего арифметического. На основании совместного решения уравнений (1), (2), (3) и (4) получаем

$$t_{ж.г} - t_{в.х} = \Delta t_M = Q \left(\frac{1}{KF} + \frac{1}{2 G_{ж} c_{ж}} + \frac{1}{2 G_{в} c_{р}} \right). \quad (6)$$

Здесь под Δt_M понимается максимальный температурный напор, через который удобно выражать решение задачи, учитывая, что $t_{в.х}$ величина задаваемая.

Кроме того, из уравнений (2) и (3) следует

$$\delta t_{ж} = \frac{Q}{G_{ж} c_{ж}}; \quad (2a)$$

$$\delta t_{в} = \frac{Q}{G_{в} c_{р}}. \quad (3a)$$

Для решения задачи при усреднении Δt по логарифмическому закону преобразуем уравнение (5) и изменим в нем знаки числителя и знаменателя

$$\Delta t = \frac{\delta t_{в} - \delta t_{ж}}{\ln \frac{t_{ж.х} - t_{в.х}}{t_{ж.г} - t_{в.г}}}. \quad (6a)$$

Заменим в этом выражении $\delta t_{ж}$ и $\delta t_{в}$ на их значения из равенств (2a) и (3a), подставим после этого значение Δt в уравнение (1) и приравняем правые части равенств (1) и (2). Тогда после ряда преобразований получим

$$\ln \frac{t_{ж.х} - t_{в.х}}{t_{ж.г} - t_{в.г}} = \frac{KF}{G_{ж} c_{ж}} \left(\frac{G_{ж} c_{ж}}{G_{в} c_{р}} - 1 \right). \quad (7)$$

Если ввести обозначение безразмерных комплексов:

$$\frac{G_{ж} c_{ж}}{G_{в} c_{р}} = n, \quad (8)$$

и

$$\frac{KF}{G_{ж} c_{ж}} (n - 1) = r, \quad (9)$$

то на основании равенства (7) можно получить следующие решения:

$$\Delta t_{м} = \frac{Q}{G_{ж} c_{ж}} \frac{ne^r - 1}{e^r - 1}; \quad (10)$$

$$\delta t_{ж} = \frac{Q}{G_{ж} c_{ж}} = \Delta t_{м} \frac{e^r - 1}{ne^r - 1}; \quad (11)$$

$$\delta t_{в} = \frac{Q}{G_{в} c_{р}} = \Delta t_{м} \frac{n(e^r - 1)}{ne^r - 1}. \quad (12)$$

Из анализа решений, полученных с усреднением температурного напора Δt по закону среднего арифметического (равенства (6), (2а) и (3а)), равно как и из решений для случая усреднения его по логарифмическому закону (равенства (10), (11) и (12)), вытекает, что значения величин $\Delta t_{м}$, $\delta t_{ж}$ и $\delta t_{в}$ при неизменных характеристиках радиатора и режима его работы растут пропорционально количеству тепла, поступающего в систему охлаждения.

Так, например, если при температуре воздуха 25°C установившаяся температура воды на входе в радиатор составляла $t_{ж,г} = 85^{\circ}\text{C}$ и перепад $\delta t_{ж} = 8^{\circ}\text{C}$, то при увеличении количества тепла, отводимого от двигателя на 50%, температура воды поднимается до 115°C , а перепад возрастает до 12°C .

Отсюда следует, что применение радиатора, рассчитанного на меньшую производительность по теплу, с целью повышения температурного уровня системы охлаждения не пригодно, так как одновременно с этим в такой же мере повышается и перепад температуры воды.

То же следует сказать и в отношении способа изменения температурного режима путем уменьшения расхода воды, так как, согласно равенству (2а), при этом также растет перепад температуры воды.

Управление температурным режимом воды в системе охлаждения путем изменения расхода воздуха не имеет этих ограничений, так как изменение перепада температуры воздуха может допускаться в сравнительно широких пределах. При этом учитывая, что расход мощности на привод вентилятора значительно больше расхода ее на привод водяного насоса, можно ожидать, что уменьшение подачи воздуха позволит заметно сократить расход мощности на охлаждение двигателя. К тому же изменение количества подаваемого воздуха может быть осуществлено с наименьшими переделками в системе охлаждения.

Зависимость температуры воды $t_{ж,г}$ от расхода воздуха будем искать, пользуясь решениями выражений (6), (2а) и (3а), для случая усреднения температурного напора по среднеарифметическому закону. При этом предполагается, что для системы охлаждения при работе на нормальном температурном режиме известны показатели, характеризующие этот режим, а именно $G_{ж}^н$, $G_{в}^н$, $t_{ж,г}^н$, $\delta t_{в}^н$. Здесь верхний индекс "н" относится к значениям соответствующих величин при нормальном температурном режиме.

Изменение расхода воздуха будем выражать значением относительной величины

$$g_{в} = \frac{G_{в}}{G_{в}^н} \quad (13)$$

В соответствии с этим и значения перепада температуры воздуха, и максимального температурного напора будем выражать в относительных величинах

$$\delta_{в} = \frac{\delta t_{в}}{\delta t_{в}^н}; \quad (14)$$

$$\Delta_{м} = \frac{\Delta t_{м}}{\Delta t_{м}^н} \quad (15)$$

Вычисление выполним для двигателя мощностью 1 л.с., для которого примем: $Q = 700$ ккал/ч, $F = 0,25$ м², $\delta t_{ж} = 7^{\circ}\text{C}$ (чему соответствует из равенства (2а) $G_{ж} = 100$ кг/ч), $\delta t_{в}^н = 20^{\circ}\text{C}$ (чему, согласно (3а), соответствует $G_{в} = 140$ кг/ч, считая $c_p \cong 0,25$ ккал/кг $\cdot^{\circ}\text{C}$) и $t_{в,х} = 40^{\circ}\text{C}$.

Коэффициент теплопередачи радиатора выбираем по опытным данным, представленным в виде графика [1]. Для нормального режима примем $K^H = 90$ ккал/м²·ч·°С, что соответствует массовой скорости воздуха, отнесенной к единице поверхности радиатора, 10 кг/м²·с и скорости воды 0,4 кг/м²·с. Для выбранных значений параметров системы охлаждения из уравнения (6) находим значение $\Delta t_M = 44,5$ °С, и $t_{ж.г} = 84,5$ °С (при $t_{в.х} = 40$ °С).

Задаваясь новыми значениями G_V и находя из графика [1] значения коэффициента теплопередачи K^B для соответствующих массовых скоростей воздуха, находим Δt_M , а затем и значения $t_{ж.г}$. По величине принятого значения G_V из уравнения (3а) находим $t_{в.г}$ и δt_V , а затем и δ_V . Результаты расчета сведены в таблицу.

G_V	K ккал/м ² ·ч·°С	Δ_M	$t_{ж.г}$, °С	$t_{в.г}$, °С	δt_V , °С	δ_V
1	90	1	84,5	60,0	20,0	1
1,2	95	0,98	81,2	56,7	16,7	0,83
0,8	77	1,18	92,5	65,0	25,0	1,25
0,7	70	1,30	97,7	68,6	28,6	1,43
0,6	65	1,43	103,6	73,4	33,4	1,67
0,5	60	1,57	110,0	80,0	40,0	2,0
0,4	54	1,81	120,5	90,0	50,0	2,5

Зависимости $t_{ж.г}$, Δ_M и δ_V от G_V представлены на рис. 1.

Как следует из результатов расчета, повышение температуры воды, выходящей из двигателя, с 84,5 до 120,5 °С возможно при уменьшении расхода воздуха на 60%. При этом температура воздуха после радиатора достигает 90 °С.

Существенным недостатком изложенных методов аналитического расчета температурного режима системы охлаждения является сильная зависимость коэффициента теплопередачи от конструктивных особенностей радиатора, для определения которой требуется проведение опытных исследований.

Экспериментальное исследование теплорассеивающей способности радиатора проводилось на безмоторной установке (рис. 2), спроектированной и изготовленной на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Белорусского политехнического института.

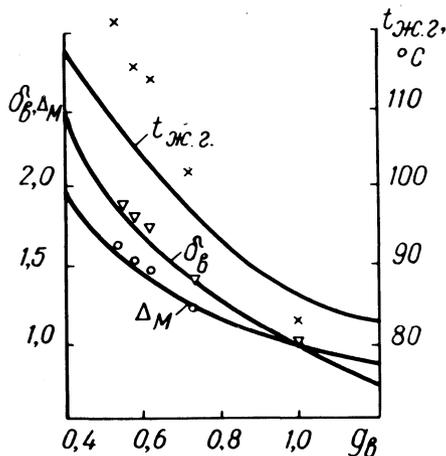


Рис. 1. Зависимость максимального температурного напора ΔM , перепада температуры воздуха σ и температуры воды на входе в радиатор $t_{ж.г.}$ от расхода воздуха G . Кривые построены по данным аналитического расчета. Точками на график нанесены экспериментальные данные, полученные на безмоторной установке.

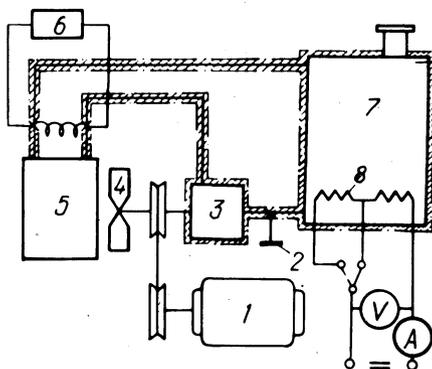


Рис. 2. Схема безмоторной установки для исследования теплорассеивающей способности радиатора:

- 1—электродвигатель; 2—пробковый кран; 3—насос; 4—вентилятор; 5—радиатор; 6—потенциометр; 7—водяной бак; 8—нагревательный элемент.

В качестве радиатора использовались два элемента от отопительной системы автомобиля "Москвич", установленные в одной плоскости. В цепь циркуляции воды включался только один из них для уменьшения количества рассеиваемого тепла. Мощность нагревателя, состоящего из двух электрических элементов, составляла около 1,5 квт. Питание производилось от сети постоянного тока. Измерение напряжения и силы тока осуществлялось приборами класса 0,5.

Все трубопроводы, водяной насос и бак тщательно теплоизолировались, что позволяло принимать количество тепла, рассеиваемого радиатором, равным количеству его, выделяемому нагревательным элементом.

Расход циркулирующей воды регулировался пробковым краном, а для изменения расхода воздуха использовался специально изготовленный набор решеток из перфорированной жести, различающихся между собой суммарной площадью проходных отверстий. Перепад температуры воды при входе и выходе из радиатора измерялся дифференциальной мультитермопарой. Температура воздуха при входе в радиатор измерялась одним, а при выходе из радиатора пятью термометрами с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$. Расход теплоносителей определялся косвенным путем по количеству подводимого тепла и по температурному перепаду теплоносителя, согласно равенствам (2а) и (3а).

Опыты проведены с изменением расхода воздуха и воды, причем, изменение расхода воды проводилось при двух значениях количества рассеиваемого тепла (за счет включения одного или двух нагревательных элементов). За нормальный режим принимался режим работы радиатора с максимальными расходами воды и воздуха.

Наибольший интерес представляют данные по изменению Δ_M и δ_V в зависимости от g_V , так как изменение Δ_M характеризует рост $t_{ж.г}$, а δ_V — соответственно $t_{в.г}$.

Опыты с изменением расхода воды при неизменном расходе воздуха показали очень слабое изменение максимального температурного напора и, наоборот, сильную зависимость температурного перепада воды от расхода воды. Так при уменьшении расход воды на 38% максимальный температурный напор возрастает на 6%, а температурный перепад увеличивается на 60%, что свидетельствует о недопустимости регулирования температурного уровня системы охлаждения изменением расхода охлаждающей жидкости.

Опытные данные, полученные при изменении расхода воздуха, удовлетворительно совпадают с результатами, полученными аналитическим путем (рис. 1). Некоторое отклонение опытных точек от расчетной кривой для $t_{ж.г}$ связано с тем, что расчет произведен при $t_{в.х} = 40^{\circ}\text{C}$, а в опытах $t_{в.х} = 25^{\circ}\text{C}$.

Нужно отметить, что максимальный температурный напор растет все же медленнее, чем температурный перепад воздуха. Это указывает на то, что при переходе на высокотемпературное охлаждение только за счет уменьшения расхода воздуха его температура может достичь недопустимого уровня с точки зрения нормальных условий для двигателя в подкапотном пространстве. Однако наиболее реальным вариантом повышения тем-

пературы охлаждающей жидкости на двигателе с существующей системой охлаждения все же следует считать снижение расхода воздуха, при котором достигается повышение температурного уровня с одновременным снижением расхода мощности на систему охлаждения.

Л и т е р а т у р а

1. Архангельский В.М. и др. Автомобильные двигатели. Машиностроение. М., 1967.

В.М. А да м о в, А.Г. Л а т о к у р с к и й, В.В. Ш а х о в МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Тенденция к повышению поршневой мощности в современном моторостроении тесно связана с вопросом теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы двигателей. Существующие критерии оценки теплонапряженности не дают представления о температурных полях и не учитывают конструктивных факторов. Непосредственное измерение температур трудоемко и требует значительных затрат. Точное аналитическое решение невозможно или очень трудоемко и длительно. Поэтому все большее распространение при исследовании процессов теплопереноса получает метод электротепловой аналогии, основанный на формальном сходстве уравнения теплопроводности для стационарного двумерного поля,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

и уравнения, описывающего аналоговое электрическое поле,

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$