

жимах заметно снижение средней температуры в сравнении со статическим режимом: по головке блока и поршню - на 8 - 15⁰С; по суммарной температуре выхлопных газов - на 15 - 25⁰С.

С увеличением степени неравномерности переменной нагрузки интервал колебаний температур выхлопных газов отдельных цилиндров и суммарной температуры увеличивается. Отклонение же средней арифметической средних температур по всем степеням неравномерности составляло не более $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

Вышесказанное позволяет заключить, что при форсировании двигателей оценку теплового состояния их в условиях эксплуатации можно производить по результатам испытания двигателя на стенде на статических режимах нагружения и тем самым значительно сократить объем экспериментальных исследований при доводке двигателя.

УДК 621.431.73

Б.Е. Железко, канд.техн.наук,
Г.Н. Запекин

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В РАДИАТОРЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В конструкторской практике вопросы охлаждения автотракторных двигателей еще недостаточно изучены. На ранней стадии проектирования автомобиля и двигателя одним из элементов, подлежащих первоочередной разработке, является радиатор. Величина и расположение радиатора, его конструктивное оформление во многом влияют на состояние теплового режима работы двигателя.

В общем случае исходными величинами для расчета радиатора являются: Q - тепловой поток через радиатор, равный количеству тепла, отводимого от двигателя охлаждающей средой; $t_{\text{в.вх}} = t_{\text{среды}}$ - температура входящего в радиатор охлаждающего воздуха, равная температуре окружающей среды; $t_{\text{ж.вх}}$ - температура входящей в радиатор жидкости (теплоносителя).

Исходя из тепловой напряженности деталей двигателя, оптимального использования активной поверхности радиатора и других факторов, задаются перепадом температур жидкости и воздуха в радиаторе: $\Delta t_{\text{ж}} = t_{\text{ж.вх}} - t_{\text{ж.вых}}$ и $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{в.вх}} - t_{\text{в.вых}}$.

На основании исходных и заданных величин расчет радиатора

выполняется с использованием известной зависимости Фурье, выражающей закон теплопередачи через поверхность:

$$Q = k F (t_{ж} - t_{в}), \quad (1)$$

где k - коэффициент теплопередачи, в общем случае зависящий от типа и материала решетки; F - размер охлаждающей поверхности радиатора, в плоскости, перпендикулярной к направлению теплового потока; $t_{ж}$ - средняя температура жидкости в радиаторе; $t_{в}$ - средняя температура воздуха в радиаторе; $(t_{ж} - t_{в})$ - температурный напор в радиаторе между жидкостью и воздухом.

С некоторым приближением можно считать, что изменение температур жидкости и воздуха в радиаторе происходит не по логарифмическому, а по линейному закону. При этом средние температуры жидкости и воздуха в радиаторе определяются как среднеарифметические величины.

По формуле (1) обычно выполняется расчет радиатора (расчет поверхности теплообмена его).

Исходя из принятых величин перепадов температур теплоносителя (жидкости) и воздуха (охлаждающей среды), производится расчет водяного насоса и вентилятора. Для этого используются уравнения, описывающие теплоприток к радиатору и теплоотвод от него:

$$Q = G_{ж} C_{ж} (t_{ж.вх} - t_{ж.вых}); \quad (2)$$

$$Q = G_{в} C_{в} (t_{в.вх} - t_{в.вых}). \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3): $G_{ж}$ - расход охлаждающей жидкости; $C_{ж}$ - теплоемкость охлаждающей жидкости (теплоносителя); $t_{ж.вых}$ - температура жидкости после прохождения ее через радиатор; $G_{в}$ - расход воздуха; $C_{в} = C_{р}$ - теплоемкость воздуха при постоянном давлении; $t_{в.вых}$ - температура воздуха, выходящего из радиатора.

Таким образом, существующий в настоящее время метод расчета системы жидкостного охлаждения выполняется по формулам (1) - (3).

Однако эксплуатация автомобилей и тракторов с системой охлаждения, рассчитанной по такой методике, обнаруживает некоторые расхождения действительной эффективности системы охлаждения от расчетной. Это проявляется в виде перегрева дви-

гателя при полной нагрузке в условиях, когда температура окружающей среды близка к расчетной.

Рассматривая схему прохождения воздуха через радиатор на автомобиле, можно заметить некоторые отступления ее от общепринятой расчетной схемы. Обычная расчетная схема основывается на том, что через радиатор проходит только воздух извне, набегающий на автомобиль во время его движения и засасываемый вентилятором, т.е. воздух, имеющий температуру окружающей среды ($t_{в,вх} = t_{среды}$). Но целый ряд опытов показал, что эти положения не совсем точны, так как в радиатор поступает не только набегающий воздух из окружающей среды, но и уже прошедший через радиатор и поэтому имеющий более высокую температуру, чем окружающий. Следовательно, через радиатор протекает некоторая смесь относительно холодного атмосферного воздуха и подогретого из подкапотного пространства (рис. 1), имеющая температуру более высокую, чем окружающая среда.

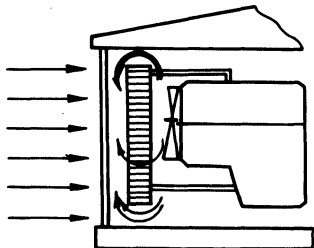


Рис. 1. Схема движения воздушных потоков через радиатор.

Возможная циркуляция подогретого воздуха через радиатор, снижающая эффективность системы охлаждения, не учитывалась при расчете поверхности охлаждения радиатора и производительности вентилятора. Задача настоящего исследования — получение расчетных зависимостей с учетом этого фактора.

Для вывода расчетных зависимостей представим тепловой поток от радиатора к воздуху как сумму двух потоков

$$Q_{см} = Q_{в} + Q_{п}, \quad (4)$$

где $Q_{в}$ — тепловой поток от радиатора к набегающему воздуху;
 $Q_{п}$ — тепловой поток от радиатора к циркулирующему воздуху;
 $Q_{см}$ — тепловой поток от радиатора к смеси двух потоков воздуха.

Так как $Q_{см} = Q = G_{см} C_{см} t_{см}$; $Q_{в} = G_{в} C_{в} t_{в,вх}$;

$$Q_{п} = G_{в.п} C_{в.п} t_{в,вх} ; G_{см} = G_{в} - G_{в.п} ,$$

то уравнение (4) может быть переписано в виде

$$(G_B + G_{B.П}) C_{CM} t_{CM} = G_B C_B t_{B.ВХ} + G_{B.П} C_{B.П} t_{B.ВЫХ}, \quad (5)$$

где G_B - расход набегающего потока воздуха из окружающей среды; $G_{B.П}$ - расход циркулирующего потока воздуха из подкапотного пространства; t_{CM} - температура смеси двух потоков воздуха перед радиатором; $C_B, C_{B.П}, C_{CM}$ - теплоемкости воздуха соответственно: набегающего, циркулирующего и смеси.

Полагая $C_{B.П} = C_{CM} = C_B$, уравнение (5) можно представить в виде

$$(G_B + G_{B.П}) t_{CM} = G_B t_{B.ВХ} + G_{B.П} t_{B.ВЫХ}. \quad (6)$$

Откуда получается следующее выражение для определения температуры смеси на входе в радиатор:

$$t_{CM} = \frac{G_B}{G_B + G_{B.П}} t_{B.ВХ} + \frac{G_{B.П}}{G_B + G_{B.П}} t_{B.ВЫХ}. \quad (7)$$

Обозначим
$$\frac{G_{B.П}}{G_B + G_{B.П}} = m, \quad (8)$$

тогда

$$\frac{G_B}{G_B + G_{B.П}} = \frac{G_B + G_{B.П} - G_{B.П}}{G_B + G_{B.П}} = 1 - m, \quad (9)$$

и формула (7) примет вид

$$t_{CM} = (1 - m)t_{B.ВХ} + mt_{B.ВЫХ} = t_{B.ВХ} + m(t_{B.ВЫХ} - t_{B.ВХ}). \quad (10)$$

В формуле (10) величина m (коэффициент циркуляции) учитывает относительную величину циркулирующего через радиатор охлаждающего воздуха, зависит от степени изоляции радиаторной зоны воздушного тракта от предрадиаторной, степени открытия жалюзи, скорости движения автомобиля и т.п. и может изменяться от 0 до 0,4 (по опытным данным).

Учитывая, что температура воздуха на входе в радиатор равна температуре смеси, среднеарифметическое значение температуры воздуха в радиаторе определится по формуле

$$t'_B = \frac{t_{CM} + t_{B.ВЫХ}}{2}$$

или после подстановки значения $t_{\text{см}}$ из выражения (10)

$$t'_B = \frac{t_{\text{В,ВХ}} + t_{\text{В,ВЫХ}}}{2} + m \frac{t_{\text{В,ВЫХ}} - t_{\text{В,ВХ}}}{2}. \quad (11)$$

На основании выражения (10) для температуры смеси на входе в радиатор уравнение (3), описывающее теплоотвод от радиатора и используемое для расчета вентилятора, примет вид

$$Q = G_{\text{см}} C_{\text{В}} (t_{\text{В,ВЫХ}} - t_{\text{см}}) = G_{\text{см}} C_{\text{В}} (t_{\text{В,ВЫХ}} - t_{\text{В,ВХ}}) (1-m). \quad (3')$$

На основании выражения (11) для средней температуры воздуха в радиаторе уравнение (1), описывающее теплообмен в радиаторе и служащее для расчета поверхности теплообмена, преобразуется в следующее:

$$Q = k F (t_{\text{ж}} - t'_B) = k F \left(\frac{t_{\text{ж,ВХ}} + t_{\text{ж,ВЫХ}}}{2} - \frac{t_{\text{В,ВХ}} + t_{\text{В,ВЫХ}}}{2} - m \frac{t_{\text{В,ВЫХ}} - t_{\text{В,ВХ}}}{2} \right). \quad (1')$$

Таким образом, для случая возможной циркуляции охлаждающего воздуха через радиатор расчет его поверхности теплообмена и расчет вентилятора выполняется по формулам (1') и (3'), которые следует считать более общими. Нетрудно заметить, что если циркуляция отсутствует, то $m = 0$; $G_{\text{см}} = G_{\text{В}}$; $t_{\text{см}} = t_{\text{В,ВХ}} = t_{\text{среды}}$, и формулы (1) и (3) вырождаются в формулы (1) и (3).

Для оценки погрешности расчета по существующей методике системы охлаждения, допускающей циркуляцию охлаждающего воздуха через радиатор, приведем следующий пример расчета поверхности охлаждения радиатора и производительности вентилятора (при прочих равных условиях) в двух вариантах: по существующей методике и по предлагаемой методике.

Пример. Пусть: $Q = \text{const}$; $C_{\text{В}} = \text{const}$; $k = \text{const}$; $m = 0,4$; $t_{\text{В,ВХ}} = t_{\text{среды}} = 40^\circ\text{C}$; $t_{\text{В,ВЫХ}} = 70^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{В}} = 70 - 40 = 30^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж,ВХ}} = 90^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж,ВЫХ}} = 82^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{ж}} = 90 - 82^\circ\text{C}$.

Требуется определить поверхность теплообмена радиатора и производительность вентилятора:

I вариант расчета (без учета m):

$$t_{\text{ж}} = \frac{90 + 82}{2} = 86^{\circ}\text{C}; \quad t_{\text{в}} = \frac{40 + 70}{2} = 55^{\circ}\text{C}.$$

$$Q = G_{\text{в}} C_{\text{в}} (t_{\text{в.вх}} - t_{\text{в.вых}}) = G_{\text{в}} C_{\text{в}} \cdot 30; \quad G_{\text{в}} = \frac{1}{30} \cdot \frac{Q}{C_{\text{в}}};$$

$$F = \frac{Q}{k(t_{\text{ж}} - t_{\text{в}})} = \frac{Q}{k(86 - 55)} = \frac{Q}{k \cdot 31}.$$

II вариант расчета (с учетом m):

$$t_{\text{ж}} = 86^{\circ}\text{C}; \quad t_{\text{см}} = 40 + 0,4(70 - 40) = 52^{\circ}\text{C};$$

$$t'_{\text{в}} = \frac{52 + 70}{2} = 61^{\circ}\text{C};$$

$$G_{\text{см}} = \frac{Q}{C_{\text{в}}(70 - 40)(1 - 0,4)} = \frac{Q}{C_{\text{в}}} \cdot \frac{1}{30 \cdot 0,6} = \frac{1}{18} \cdot \frac{Q}{C_{\text{в}}};$$

$$F = \frac{Q}{k(t_{\text{ж}} - t'_{\text{в}})} = \frac{Q}{k} \cdot \frac{1}{(86 - 61)} = \frac{1}{25} \cdot \frac{Q}{k}.$$

Сравнивая результаты расчета по двум вариантам, имеем:

$$\frac{G_{\text{см}}}{G_{\text{в}}} = 1,67 \text{ раза}; \quad \frac{F_{\text{II}}}{F_{\text{I}}} = 1,24 \text{ раза}.$$

Таким образом, расчеты $G_{\text{в}}$ и F по существующей методике содержат в себе некоторую погрешность, и для обеспечения расчетного температурного режима работы двигателя необходимо соответственно увеличить расход воздуха на 67% или размеры радиатора на 24%.

Следовательно, при проектировании новых двигателей тракторов и автомобилей расчет системы охлаждения нужно выполнять с учетом возможной циркуляции охлаждаемого воздуха через радиатор. При этом величиной коэффициента циркуляции m следует задаваться в пределах от 0,1 до 0,4 (из опытных данных в зависимости от изоляции зарадиаторной зоны от предрадиаторной).

Эффективность системы жидкостного охлаждения двигателей автомобилей и тракторов, находящихся в эксплуатации, может быть значительно повышена путем изоляции предрадиаторной зоны от зарадиаторной.