

УДК 621.431.7

ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ БЛОК-КАРТЕРОМ ДВИГАТЕЛЯ И ПОТОКАМИ ВОЗДУХА В МОТОРНОМ ОТДЕЛЕНИИ

Докт. техн. наук, проф. ЯКУБОВИЧ А. И., асп. ТАРАСЕНКО В. Е.

Белорусский государственный аграрный технический университет

Объем моторного отделения при полном капотировании или установке боковин капота можно рассматривать как отсек ограниченного объема. Вместе с тем дизель в моторном отделении под капотом можно рассматривать как одиночное тепловыделяющее тело, расположенное в ограниченном пространстве и обладающее специфической геометрической формой. Поверхностями теплообмена являются наружные стенки блок-картера. Теплообмен осуществляется при обтекании блок-картера дизеля потоками воздуха, поступающего через радиаторы охлаждения от вентилятора. Теплообмен происходит путем конвективного теплопереноса при вынужденном течении потока воздуха вдоль наружной поверхности блока.

Согласно устоявшимся представлениям и практическому опыту тепловой баланс двигателя не может быть заранее точно определен с помощью аналитических расчетов [1]. Определение остаточного члена теплового баланса экспериментально крайне затруднительно в виду того, что он включает ряд составляющих, учесть и соизмерить которые одновременно не является возможным. Поэтому, зная параметры моторной установки, а также поток воздуха под капотом, соизмеримый с производительностью вентилятора, целесообразно определять количество теплоты, выделяемое блок-картером двигателя путем теоретического расчета.

Анализируя формы тепловыделяющих поверхностей дизеля

под капотом трактора, можно сделать заключение о том, что элементы конструкции двигателя, значительно выступающие от поверхностей блок-картера, будут создавать в процессе движения воздушных масс застойные участки, а также зоны местного завихрения, что в конечном счете приведет к увеличению коэффициента аэродинамического сопротивления. Поэтому режим движения воздушного теплоносителя, вероятно, будет носить характер, приближенный к турбулентному. Последующий расчет должен подтвердить или опровергнуть принятые допущения.

Теплообмен между блок-картером дизеля и воздухом находится в непосредственной связи с объемом воздушных масс, омывающих блок-картер дизеля (рис. 1). Характер их движения формирует параметры теплового поля подкапотного пространства.

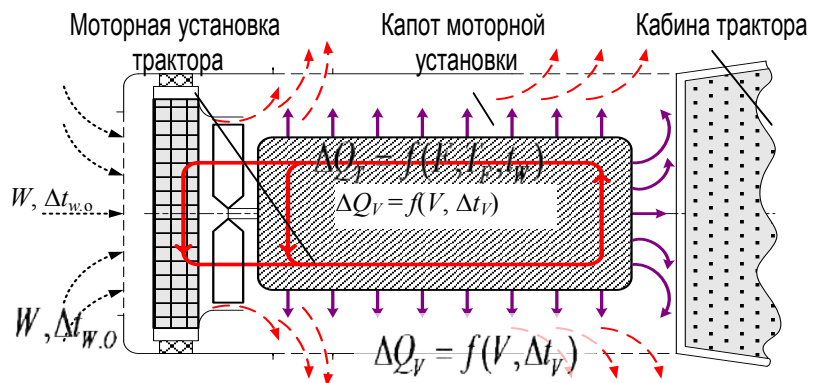


Рис. 1. Схема потоков теплоносителей моторной установки трактора:
 —▶ — поток охлаждающей жидкости (малый и большой круги циркуляции);
▶ — поток воздуха, нагнетаемый вентиляторной установкой; - - -▶ — поток нагретого воздуха от блок-картера дизеля

Рассматривая блок-картер дизеля как тепло-выделяющее одиночное тело, следует отметить, что температура его зависит от координат, т. е. разные участки блок-картера охлаждаются с различной скоростью и имеют разную температуру. Тепловое состояние блок-картера можно представить зависимостью $t = f(x, y, z, \tau)$, получить которое можно, интегрируя нестационарное дифференциальное уравнение теплопроводности. Это уравнение получим, рассматривая баланс энергии произвольного объема V внутри тепловыделяющего тела. Выбранный объем ограничен замкнутой поверхностью дизеля F .

Как известно [2, 3], тепловой поток δQ через произвольно ориентированную элементарную площадку df равен скалярному произведению вектора q на вектор элементарной площадки df , а полный тепловой поток Q через всю поверхность F определяется интегрированием этого произведения по поверхности F

$$Q = \int_F qdf. \quad (1)$$

Тогда полный тепловой поток, исходящий от поверхности F блок-картера дизеля $Q = \iint_F qdf$, равен скорости изменения тепло-содержания заключенного в объеме вещества

$$\frac{dI}{d\tau} = - \int_V c_{PW} \rho_W \frac{\partial t}{\partial \tau} dV. \quad (2)$$

Применив теорему Остроградского – Гаусса, получим

$$\iint_F qdf = \int_V \text{div} q dV. \quad (3)$$

Если учесть при этом, что согласно предположению Фурье [4] тепловой поток через элемент поверхности пропорционален значению температурного градиента в заданной точке $q = -\lambda \text{grad} t$, а $\text{div grad} t = \nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$, и сравнив последние два выражения, получим

$$\int_V \lambda \nabla^2 t dV = \int_V c_{PW} \rho_W \frac{\partial t}{\partial \tau} dV, \quad (4)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c_{PW} – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); ρ_W – плотность теплоносителя, кг/м³.

Полученное равенство будет справедливо для любого выбранного объема тела. Поэтому можно утверждать, что подинтегральные выражения равны между собой, т. е.:

$$\alpha \nabla^2 t = \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (5)$$

где α – коэффициент температуропроводности, м²/с.

Выражение (5) является нестационарным дифференциальным уравнением теплопроводности блок-картера дизеля. Для его интегрирования необходимо задать начальные условия, определяющие температурное поле в рассматриваемом теле в начальный момент времени $\tau = 0$, и граничные условия, которыми выступают температура поверхности t_{F1} на входе и t_{F2} – на выходе потока воздуха из-под капота дизеля.

Полная тепловая нагрузка от блок-картера дизеля при теплопередаче определяется интегрированием формулы $dQ = dfk_t \Delta t$ [3], в результате чего имеем

$$Q = \int_0^F dQ = \int_0^F k_t \Delta t df.$$

После интегрирования получаем формулу

$$Q = \bar{k}_t \Delta t_{cp} F, \quad (6)$$

где Δt_{cp} – средний (среднелогарифмический) температурный напор.

Величину Δt_{cp} находим путем вычисления соответствующего интеграла

$$\Delta t_{cp} = \frac{\int_0^F \Delta t df}{F} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t_1 e^{-Z\bar{k}_t f} df = \quad (7)$$

$$= \frac{\Delta t_1}{F} \frac{1}{-Z\bar{k}_t} e^{-Z\bar{k}_t f} \Big|_0^F = \frac{\Delta t_1}{-FZ\bar{k}_t} (e^{-Z\bar{k}_t F} - 1),$$

где $Z = \frac{1}{M_w c_{pW}}$.

Подставив пределы интегрирования, получим:

$$\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = -Z \bar{k}_T F \quad \text{и} \quad \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = e^{-Z \bar{k}_T F}.$$

После преобразования среднелогарифмический напор равен

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} - 1 \right) = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}.$$

Полученную формулу для практических расчетов удобно представить в виде

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}, \quad (8)$$

где Δt_{max} и Δt_{min} – наибольший и наименьший температурные перепады потоков воздуха на входе и выходе из-под капота дизеля.

Однако (8) не содержит каких-либо параметров, характеризующих температуру поверхности блок-картера дизеля, что крайне необходимо для проведения расчетов. Поэтому в условиях, когда температура поверхности блок-картера меняется от t_{F1} до t_{F2} , целесообразным становится использование такого параметра, как эффективная температура поверхности t_F^* . Тогда (6) предстанет в виде [5]

$$\Delta Q_T = k_T F (t_F^* - t_{W1}), \quad (9)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м²; k_T – коэффициент теплоотдачи от наружных поверхностей картера двигателя, Вт/(м²·К), характеризующий интенсивность процесса теплоотдачи. Численное значение его равно тепловому потоку от единичной поверхности теплообмена при разности температур поверхности и жидкости в 1 К [2]; t_{W1} – температура потока воздуха на входе под капот, °С; t_F^* – эффективная (постоянная) температура поверхности теплообмена, °С.

При непостоянстве температуры поверхности блок-картера дизеля уравнение (9) представим следующим выражением:

$$\Delta Q_T = \bar{k}_T F \frac{(t_{F1} - t_{W1}) - (t_{F2} - t_{W2})}{\ln \frac{t_{F1} - t_{W1}}{t_{F2} - t_{W2}}}, \quad (10)$$

где t_{W2} – температура потока воздуха на выходе из-под капота, °С.

Значения температур t_{F1} и t_{F2} в уравнении заменяем эффективной (постоянной) температурой поверхности t_F^*

$$\Delta Q_T = \bar{k}_T F \frac{t_{W2} - t_{W1}}{\ln \frac{t_F^* - t_{W1}}{t_F^* - t_{W2}}}.$$

Эффективную температуру поверхности теплообмена можно определить из уравнения

$$\frac{t_F^* - t_{W1}}{t_F^* - t_{W2}} = \left\{ \frac{t_{F1} - t_{W1}}{t_{F2} - t_{W2}} \right\}^{1/\left\{ 1 - \frac{t_{F2} - t_{F1}}{t_{W2} - t_{W1}} \right\}}. \quad (11)$$

Учитывая процесс теплообмена от блок-картера двигателя, следует отметить, что при установившемся режиме работы дизеля будет иметь место следующее равенство:

$$t_F^* = t_{F1}.$$

Течение воздушных масс вдоль блок-картера дизеля происходит в канале, внутренняя поверхность которого от блока дизеля представляет рельефную поверхность, образованную конструктивными элементами оснастки двигателя. Поэтому для соизмерения скорости потоков воздуха введем понятие средней эффективной скорости, соотношенной к объему воздуха, нагнетаемого вентилятором [5]:

$$v_W = \frac{W}{S}, \quad (12)$$

где W – объем воздуха, перемещаемый крыльчаткой вентилятора, м³/ч; S – среднеинтегральное значение площади свободного поперечного сечения потока.

Величина среднеинтегральной площади свободного поперечного сечения определяется по формуле

$$S = S_0 (1 - \Psi),$$

где S_0 – площадь свободного поперечного сечения канала без учета оснастки двигателя. Ис-

ходя из параметров расчетной схемы (рис. 2), площадь свободного поперечного сечения потока воздуха равна

$$S_0 = b_2 h_2 - b_1 h_1;$$

Ψ – объемная доля канала, приходящаяся на элементы конструкции, относящиеся к системам двигателя. Для дизеля Д-243 его значение находится в пределах 0,15–0,20.

В качестве характерного геометрического размера примем понятие среднего пути движущей среды вдоль поверхности обтекаемого тела L' . Наряду с этим необходима величина для описания характера поперечного сечения потоков воздуха в канале, а также учитывающая длину обтекания. В качестве такого размера может быть принят эквивалентный диаметр, значение которого находится следующим образом:

$$D_{\text{экв}} = \frac{4SL'}{F}, \quad (13)$$

где L' – длина обтекания, представляющая собой средний путь пристенных частиц теплоносителя при течении вдоль поверхности теплообмена. Длину обтекания определим путем деления площади поверхности теплообмена на участвующий в обмене периметр плоскости проекции блок-картера U в направлении течения

$$L' = \frac{F}{U}. \quad (14)$$

Площадь поверхности теплообмена согласно расчетной схеме (рис. 2) определим по приведенной зависимости, в которой не учитывается поверхность, относящаяся к масляному картеру дизеля, а также плоскость блок-картера, прилегающая к кабине трактора, ввиду, по нашему мнению, незначительного участия этих поверхностей в процессе теплообмена при имеющемся конструктивном решении моторного отделения трактора:

$$F = b_1 L + 2(h_1 L) + b_1 h_1.$$

При расчете периметра плоскости проекции блок-картера дизеля следует рассматривать конструктивные части систем дизеля как элементы искусственных шероховатостей, так как

одновременно проявляется эффект оребрения. Наличие выступов, размеры которых зависят от оснастки и комплектации дизеля, приводит к турбулизации и срывам пограничного слоя, образованию вихревых зон вблизи стенок блок-картера. Поэтому для определения периметра плоскости проекции блок-картера введем поправочный коэффициент, который следует рассчитывать по формуле* [3]

$$\varepsilon_{\text{ш}} = 1,04 \text{Pr}^{0,04} \frac{\Psi}{e^{0,85a}}, \quad (15)$$

где Pr – число Прандтля, для воздуха $\text{Pr} = 0,72$;

$$a = \frac{b_1 / h_1}{13} \text{ при } \frac{b_1}{h_1} < 13 \text{ и } a = \frac{13}{b_1 / h_1} \text{ при } \frac{b_1}{h_1} \geq 13.$$

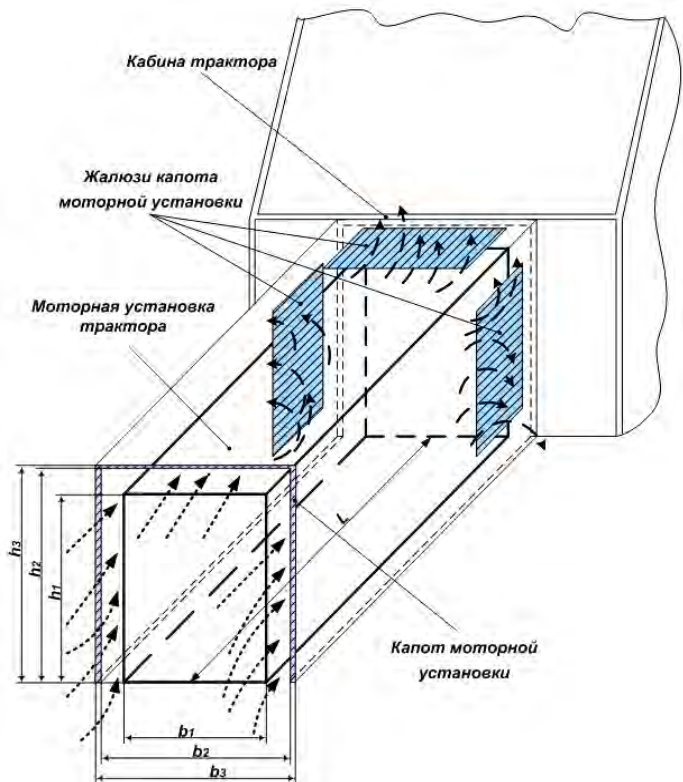


Рис. 2. Расчетная схема к определению выделяемой теплоты от блок-картера моторной установки трактора: -->– поток воздуха, нагнетаемый вентиляторной установкой;>– поток нагретого воздуха от блок-картера двигателя

Тогда периметр плоскости проекции блок-картера определим из соотношения

* Оптимальное соотношение величин b_1 и h_1 приведено исходя из наибольшего значения коэффициента теплоотдачи.

$$U = \Sigma U \varepsilon_{\text{ш}},$$

где ΣU – суммарный периметр поверхностей блок-картера дизеля за вычетом поверхностей, упомянутых выше. Исходя из расчетной схемы (рис. 2), представим суммарный периметр поверхностей блок-картера следующим образом:

$$\Sigma U = 6(L + h_1) + 4b_1.$$

С учетом приведенных зависимостей длину обтекания воздушным потоком блок-картера дизеля представим как

$$L' = \frac{b_1 h_1 + b_1 L + 2h_1 L}{\varepsilon_{\text{ш}} [4b_1 + 6(h_1 + L)]}.$$

Количество теплоты, отведенное от поверхности блок-картера дизеля, равно количеству теплоты, воспринятому потоком воздуха. Следовательно, уравнение теплового баланса записывается в виде $\Delta Q_T = \Delta Q_W$ или с учетом средней скорости течения в следующем виде:

$$k_T F (t_F^* - t_{W1}) = v_W S c_W \rho_W (t_{W2} - t_{W1}). \quad (16)$$

Приняв в качестве характерного размера длину обтекания L' , для определения коэффициента теплоотдачи необходимо прибегнуть к безразмерному коэффициенту теплоотдачи Nu_L , опираясь на который после определения числа Рейнольдса можно будет рассчитать тепловой поток от блок-картера дизеля.

Для определения числа Нуссельта для тела в форме параллелепипеда, размещенного в ограниченном пространстве и обтекаемом потоками воздуха, определяем число Рейнольдса:

$$Re_{L'} = \frac{v_W L'}{\nu}, \quad (17)$$

где ν – кинематическая вязкость среды, $\text{м}^2/\text{с}$.

Зная число Рейнольдса, по графику [2] определяем число Нуссельта. Наряду с этим, для определения числа Нуссельта предлагается ряд эмпирических формул в зависимости от характера движения воздушного теплоносителя. В случае теплоотдачи при числах Рейнольдса ($Re_{L'} < 10^3$) при ламинарном пограничном слое предлагается расчет вести по формуле Польшаузена

$$Nu_{L'} = 0,664 \sqrt[3]{Pr} \sqrt{Re_{L'}}.$$

При $Re_{L'} > 10^5$ справедлив закон Блазиуса

$$Nu_{L'} = V \frac{0,0296 Re_{L'}^{0,8} Pr}{1 + 1,58(Pr-1) Pr^{-0,25} Re_{L'}^{-0,1}},$$

где V – интегрирующий коэффициент. В случае, когда $Pr = 0,72$, он равен 1,27.

При известном значении числа Нуссельта коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k_T = \frac{\lambda Nu_{D_{\text{ЭКВ}}}}{D_{\text{ЭКВ}}}. \quad (18)$$

В (18) имеется значение $Nu_{D_{\text{ЭКВ}}}$. Для пересчета коэффициента теплопередачи к среднелогарифмической разности температур используем следующую зависимость [2]:

$$Nu_D^* = -\frac{1}{4} Pe_{D_{\text{ЭКВ}}} \frac{D_{\text{ЭКВ}}}{L'} Ln \left[1 - \frac{4 Nu_{D_{\text{ЭКВ}}}}{Pe_{D_{\text{ЭКВ}}} D_{\text{ЭКВ}} / L'} \right],$$

где $Pe_{D_{\text{ЭКВ}}}$ – число Пекле, $Pe_{D_{\text{ЭКВ}}} = \frac{v_W D_{\text{ЭКВ}}}{\alpha}$.

По результатам определения Nu_D^* рассчитывается значение \bar{k}_T . Далее по (10) определяем теплоотдачу от блок-картера дизеля.

Нагрев воздушного потока в моторном отделении начинается на входе и заканчивается на выходе из-под капота. Продольные размеры блока двигателя имеют предельные размеры. Предположим, что моторное отделение по ходу движения воздуха не ограничено, тогда воздушный поток также неограниченно должен воспринимать теплоту, т. е. нагреваться. Предел нагрева воздушного потока наступит тогда, когда температуры воздушного потока и поверхности блока будут равны. Такое состояние назовем термическим равновесием. Теплообмен при термическом равновесии (равенстве температур $t_{F,TR} = t_{W,TR}$) прекратится. Точка термического равновесия характеризует количество теплоты, которое может передать поверхность и воспринять поток воздуха.

Температуру потока воздуха в точке термического равновесия определяем по формуле

$$T_{W.TR} = \frac{t_{F1} \frac{\Delta Q_T}{K_W \Delta t_F} - t_{W1}}{\frac{\Delta Q_T}{K_W \Delta t_F} - 1},$$

где ΔQ_T – теплоотдача от поверхности блок-картера (определяется по (10)); Δt_F – перепад температур на поверхности блока на входе воздушного потока и выходе; K_W – полная теплоемкость воздушного потока, $K_W = Wc_{pW}\rho_W$.

Теплообмен между поверхностью и потоком воздуха не может доходить до температуры термического выравнивания. Теплообмен возможен при $t_{W2} < t_{W.TR}$. Уменьшение расхода воздушного потока, температуры снижает точку термического равновесия. Предельное количество теплоты, воспринимаемое воздушной средой, также уменьшается. Предельное количество теплоты, которое поток воздуха может воспринять от охлаждаемой поверхности, составляет:

$$\Delta Q_{W.TR} = \frac{K_W(t_{F1} - t_{W1})}{1 - \frac{K_W \Delta t_F}{\Delta Q_T}}.$$

Количество теплоты, которое может передать поверхность блока, определяется по (9). Количество теплоты, которое воспринимает поток воздуха от охлаждающей поверхности, равно

$$\Delta Q_W = Wc_{pW}\rho_W(t_{W2} - t_{W1}). \quad (19)$$

Теплообмен между блок-картером и потоком воздуха оценим отношением отводимого количества теплоты от поверхности блока потоком воздуха к максимально возможной тепловоспринимающей способности потока воздуха при термическом равновесии. Этот параметр назовем коэффициентом использования потока воздуха

$$\varepsilon_W = \frac{\Delta Q_T}{\Delta Q_{W.TR}}. \quad (20)$$

После подстановки ΔQ_T по (9) и ΔQ_W по (19) и преобразования получим

$$\varepsilon_W = \frac{\frac{\Delta Q_T}{Wc_{pW}\rho_W} - \Delta t_F}{t_{F1} - t_{W1}}.$$

Коэффициент использования потока воздуха определяется количеством теплоты, отводимой от поверхности, расходом воздуха через моторное отделение, а также зависит от перепада температур поверхности и потока воздуха.

Уменьшение разности температур поверхности блока и потока воздуха на входе увеличивает значение коэффициента использования потока воздуха, а также отводимое количество теплоты от блок-картера.

При равенстве температур поверхности на входе потока и выходе $t_{F2} = t_{F1}$ формула (20) предстанет в виде

$$\varepsilon_W = \frac{t_{W2} - t_{W1}}{t_F - t_{W1}}.$$

Данное отношение перепада температур названо параметром обмена θ_W и представлено как отношение достигнутого изменения температур потока воздуха к разности температур поверхности и потока воздуха на входе [5]. При данных условиях $\varepsilon_W = \theta_W$.

В общем виде соотношение параметра обмена можно получить при принятых условиях с помощью безразмерного коэффициента [5]

$$\theta_W = \frac{Nu_{D_{ЭКВ}}}{0,25Pe_{D_{ЭКВ}}D_{ЭКВ}/L'}.$$

Проведем расчет тепловыделения от блок-картера двигателя на примере моторной установки трактора «Беларус-80.1» с дизелем Д-243. Причем расчеты будем вести как с использованием графических зависимостей, предложенных Кришером, так и при помощи аналитического метода.

По известному значению часовой производительности вентилятора, равному у трактора «Беларус-80.1» 4800 м³/ч, определяем по (12) среднюю эффективную скорость потока воздуха под капотом трактора

$$v_W = 17,429 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса по (17) для этого случая равно

$$Re_{L'} = 9,2 \cdot 10^5.$$

Зная число Рейнольдса, определяем число Нуссельта по графику [5], для нашего случая $Nu_{L'} = 1900$.

Так как полученное число Рейнольдса $Re_{L'} > 5 \cdot 10^5$, при расчете целесообразно применить закон Блазиуса. Получаем следующее выражение:

$$Nu_{L'} = 1,27 \times \frac{0,0296 \cdot (9,2 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,72}{1 + 1,58 \cdot (0,72 - 1) \cdot 0,72^{-0,25} \cdot (9,2 \cdot 10^5)^{-0,1}} = 1818,82.$$

Сравнив расчетный результат с результатом, полученным при использовании графика [5], отметим, что расхождение составляет 4,3 %, что вполне допустимо при проведении технических расчетов. Данное расхождение является подтверждением правильности выбора формулы Блазиуса в качестве расчетной.

Полученные значения чисел Нуссельта справедливы в том случае, когда абсолютно весь объем воздуха, нагнетаемый вентилятором, будет контактировать со стенками блок-картера двигателя. В этом случае коэффициент теплопередачи определим по (9), $k_T = 220,58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

По формуле (9) определяем теплоотдачу от блок-картера дизеля

$$\Delta Q_T = 1,21 \cdot 220,58 \cdot (70 - 55) = 4003,527 \text{ Вт}.$$

Сопоставим полученное значение теплоотдачи с данными по тепловому балансу дизеля Д-243. Известно [6], что при сгорании топлива в цилиндрах этого дизеля выделяется 158,17 кВт тепловой энергии. По составляющим теплового баланса [6] эта энергия распределяется следующим образом (табл. 1):

Таблица 1

Модель дизеля	Составляющие теплового баланса, кВт				
	Q_e	$Q_{охл}$	Q_m	Q_T	$Q_{ост}$
Д-243	55,2	33,53	5,37	56,47	7,60

Данные табл. 1 свидетельствуют о том, что значение остаточного члена теплового баланса составляет 7600 Вт. Тепловыделение от блок-

картера дизеля равно 4003,527 Вт, или 52,68 % остаточного члена теплового баланса, что составляет 2,53 % тепловой энергии, образующейся при сгорании топлива.

В реальных условиях количество воздуха, поступающего от вентилятора к блок-картеру, меньше ввиду того, что часть его будет теряться из-за наличия неплотностей в капоте и неорганизованного движения воздуха под капотом. Определим зависимость тепловыделения от блок-картера дизеля при изменении объема поступающего воздуха. Данные расчетов представим графически (рис. 3).

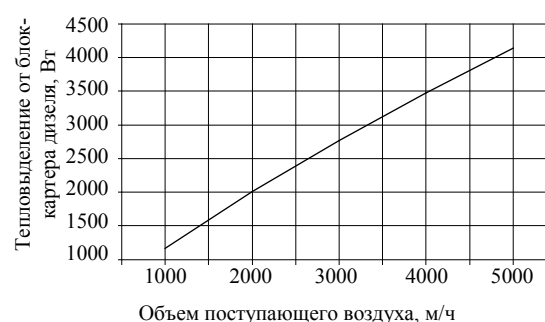


Рис. 3. Теплоотдача от блок-картера моторной установки трактора при изменении объема поступающего воздуха $\Delta Q_T = f(W)$

Уменьшение скорости потока воздуха под капотом дизеля неизбежно приводит к снижению теплообмена между блок-картером и воздухом.

На рис. 4 представим графическую зависимость коэффициента теплоотдачи при изменении средней эффективной скорости потока воздуха под капотом моторной установки. Рис. 5 отражает интенсивность теплоотдачи от блок-картера дизеля при изменении скорости потока воздуха, омывающего его поверхности.

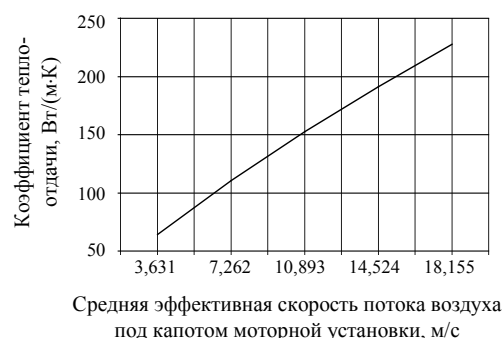


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от средней эффективной скорости потока воздуха $k_T = f(v_W)$

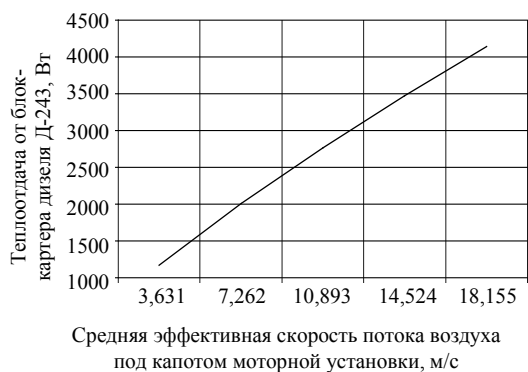


Рис. 5. Теплоотдача от блок-картера моторной установки трактора при изменении средней эффективной скорости потока воздуха $\Delta Q_T = f(v_W)$

Зависимость интенсивности конвективного теплообмена при изменении разности температур между блоком двигателя и воздухом представлена на рис. 6.

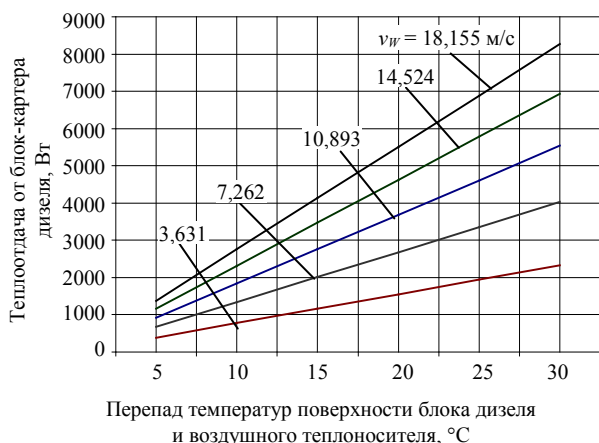


Рис. 6. Теплоотдача от блок-картера моторной установки трактора в зависимости от перепада температур поверхности теплообмена и воздушного потока $\Delta Q_T = f(\Delta t_{F-W})$

Приведенная методика расчета позволяет определить теплоотдачу от блок-картера двигателя, что создает возможность уточнить значение остаточного члена теплового баланса, который до этого можно было лишь приблизительно установить на основании данных теплового баланса.

Проведение расчетов по предложенной методике позволяет анализировать конструктивные параметры подкапотного пространства моторных установок тракторов, а также моделировать процесс теплообмена при принятом конструкторском решении.

ВЫВОДЫ

1. Капот моторного отделения и схему циркуляции воздушного потока следует рассматривать составляющей системы охлаждения. Теплоотдача от поверхности блок-картера стабилизирует, обеспечивает температурный режим дизеля и основных его составляющих.

2. Движение потока воздуха между вентилятором и передней поверхностью дизеля носит хаотичный неорганизованный характер и не используется в отводе теплоты от поверхностей блок-картера. Возникает необходимость в целенаправленной организации движения воздуха от вентилятора и вдоль поверхности блок-картера так, чтобы обеспечить наибольшую теплоотдачу от поверхности блока дизеля, например путем установки экрана, способного направлять и регулировать воздушный поток под капотом.

3. Повышению теплоотдачи от поверхности блок-картера будет способствовать увеличение длины поверхности обтекания, организация потока воздуха у основания радиаторов при обтекании им масляного картера.

4. Мероприятия обоснованных технических решений движения воздуха под капотом будут способствовать стабилизации температурного режима, улучшению мощностных и экономических показателей дизеля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Железко, Б. Е. Термодинамика, теплопередача и двигателя внутреннего сгорания / Б. Е. Железко, В. М. Адамов, Р. И. Есьман. – Минск: Вышэйш. шк., 1985.
2. Теплотехника / А. П. Баскаков [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
3. Ляшков, В. И. Теоретические основы теплотехники / В. И. Ляшков. – М.: Машиностроение-1, 2002. – 260 с.
4. Методы решения задач тепломассопереноса. Теплопроводность и диффузия в неподвижной среде / В. И. Коновалов [и др.]. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. – 80 с.
5. Конвективный тепло- и массоперенос. Единое описание для течения в каналах и внешнего обтекания тел любой формы и расположения / В. Каст [и др.]. – М.: Энергия, 1980.
6. Якубович, А. И. К вопросу теплового баланса двигателя / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Перспективна техника і технології-2006: матеріали II Междунар. науч.-практ. конф. студ. і молодих учених. – Миколаїв, 2006.
7. Теплотехника / А. М. Архаров [и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004.

Поступила 10.01.2007