

УДК 621.431.7

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИАТОРА

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

*Белорусский государственный аграрный технический университет*

Особая роль в обеспечении заданного температурного режима дизеля при жидкостном охлаждении принадлежит радиаторам, поэтому расчет и выбор геометрических и теплотехнических параметров радиатора – крайне важный этап при проектировании всей системы охлаждения.

Конструктор может вести разработку радиатора проектируемого трактора несколькими способами, например с помощью прототипа, изменяя его геометрические параметры в зависимости от заданной мощности дизеля и компоновочных особенностей трактора или путем расчета параметров радиатора, используя математическую модель. При этом второй способ предпочтителен, так как он позволяет определять направления экономии материалов, обеспечивая лишь заранее заданный запас по тепловой эффективности. Кроме того, такой подход обеспечивает большую вероятность получения рабочего образца изделия за меньший промежуток времени и с наименьшими затратами.

Определение теплоотдачи от радиатора прежде всего предполагает тщательный расчет общей поверхности охлаждения, так как именно от этого параметра во многом зависит протекание процесса теплоотдачи. Предполагается, что общая поверхность охлаждения радиатора должна обеспечить отвод теплоты от охлаждающей жидкости системы охлаждения на всех режимах работы дизеля, включая режимы перегрузки и резкие колебания температуры окружающей среды.

Следуя разработанным О. Кришером рекомендациям [1], можно проводить расчет охлаждающей поверхности радиатора (рис. 1), используя при этом лишь некоторые его намеченные конструктивные размеры, к которым

относятся параметры охлаждающих трубок и компоновка их в сердцевине.

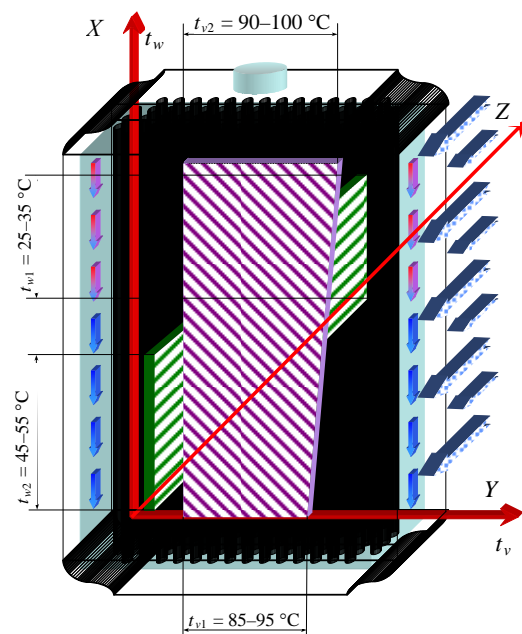


Рис. 1. Расчетная схема радиатора системы охлаждения

Преимущества данного метода заключаются в возможности проведения расчетов по определению требуемой поверхности охлаждения радиаторов с различными исполнениями сердцевины, например при коридорном или шахматном расположении охлаждающих трубок.

При проведении расчетов количества теплоты, передаваемой поверхностью радиатора системы охлаждения потокам воздуха независимо от пространственного положения трубок сердцевины радиатора, определим такой параметр, как пористость пучка охлаждающих трубок. При коридорном расположении трубок радиатора (рис. 2), перпендикулярных к направлению набегающего потока воздуха, а также при относительном продольном шаге трубок  $c > 1$

пористость трубного пучка рассчитывается по формуле [1]

$$\psi_{\kappa} = 1 - \frac{\pi}{4c}, \quad (1)$$

где  $c$  – относительный продольный шаг трубок,

$$c = \frac{S_q}{D}.$$

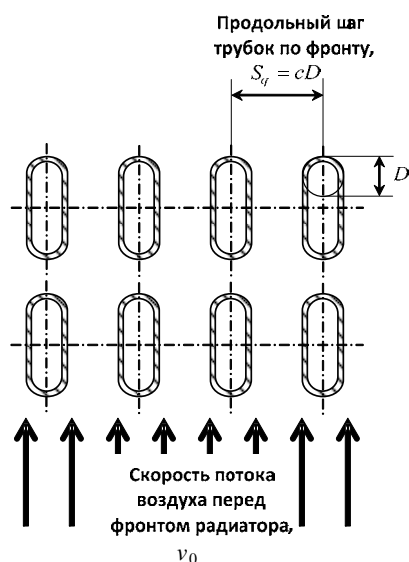


Рис. 2. Расчетная схема сердцевины радиатора системы охлаждения при коридорном расположении трубок

Учитывая, что  $c = \frac{S_q}{2R}$ , где  $S_q$  – шаг трубок по фронту, м;  $R$  – радиус закругления трубки, м, получаем следующее выражение:

$$\psi_{\kappa} = 1 - \frac{\pi}{4S_q} = 1 - \frac{\pi R}{2S_q}.$$

При шахматном расположении трубок сердцевины радиатора (рис. 3), когда относительный поперечный шаг  $b < 1$ , формула пористости трубного пучка будет иметь вид

$$\psi_{\kappa} = 1 - \frac{\pi}{4cb},$$

где  $b$  – относительный поперечный шаг трубок по глубине сердцевины радиатора,  $b = \frac{S_l}{D}$ .

Учитывая, что  $b = \frac{S_l}{2R}$ , где  $S_l$  – шаг трубок по глубине сердцевины, м, получаем следующее выражение:

$$\psi_{\kappa} = 1 - \frac{\pi}{4 \frac{S_q}{2R} \frac{S_l}{2R}} = 1 - \frac{\pi R^2}{S_q S_l}.$$

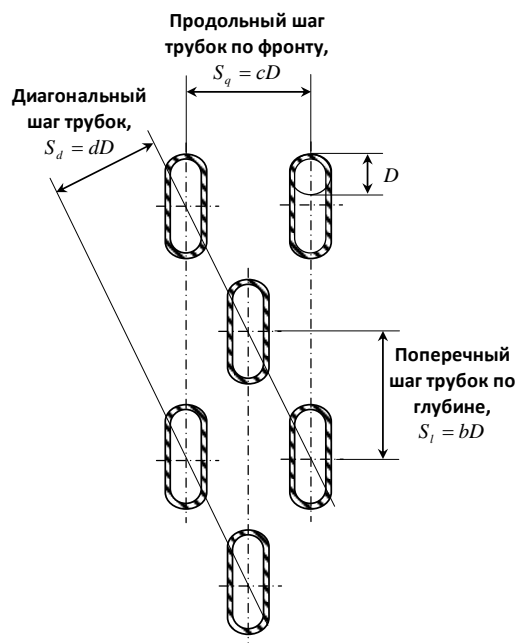


Рис. 3. Расчетная схема сердцевины радиатора системы охлаждения при шахматном расположении трубок

В случае, когда трубки расположены в сердцевине радиатора шахматным порядком с узким сечением по диагонали  $d < c$ , пористость пучка трубок следует рассчитывать по формуле

$$\psi_{\kappa} = 1 - \frac{\pi}{4d},$$

где  $d$  – относительный диагональный шаг трубок радиатора,  $d = \frac{S_d}{D}$ .

С учетом того, что  $d = \frac{S_d}{2R}$ , где  $S_d$  – шаг трубок по диагонали, м, получим следующее выражение:

$$\psi_{\kappa} = 1 - \frac{\pi}{4S_d} = 1 - \frac{\pi R}{2S_d}.$$

Параметром, комплексно учитывающим траекторию движения воздушных масс в сердцевине радиатора, будем считать приведенную длину обтекания  $L'$ . Длину обтекания воздушным потоком радиаторной трубки, оребренную

пластинами охлаждения (лентами), предлагается рассчитывать по формуле

$$L' = \frac{\pi}{2} \sqrt{(2R)^2 + \left(0,565L_1 \sqrt{\frac{L_1}{L_2}} - R\right)^2},$$

где  $L_1$  – фронтальная ширина пластины охлаждения, м;  $L_2$  – длина пластины, м.

Подставив обозначение  $\left(0,565L_1 \sqrt{\frac{L_1}{L_2}} - R\right)^2 = h$ , получим формулу

$$L' = \frac{\pi}{2} \sqrt{(2R)^2 + h^2}. \quad (2)$$

Переход от ламинарного пограничного слоя к турбулентному, как правило, происходит при больших скоростях воздушного потока. Учитывая скорость воздуха перед фронтом радиатора, следует также прибегнуть к средней эффективной скорости потока воздуха, которая определяется по формуле

$$v_w = \frac{v_0}{\psi}, \quad (3)$$

где  $v_0$  – скорость потока воздуха перед фронтом радиатора, м/с.

Расположение охлаждающих трубок в несколько рядов влечет за собой неравномерность теплоотдачи по глубине сердцевины радиатора. Полный тепловой поток, переданный поверхностью радиатора, состоящей из  $n$  рядов трубок, будет складываться из доли теплоты, переданной в первом и последнем по глубине рядах трубок:

$$Q_1 = \alpha_1 F (t_F - t_{w1(I)}) = W \rho_w c_{PW} (t_{w1(II)} - t_{w1(I)});$$

а также из части теплоты, переданной в  $(n - 1)$  внутренних рядах:

$$Q_j = (n - 1) \alpha_{\text{общ}} F (t_F - t_{w1(II)}) = \sum_2^n \alpha_j F (t_F - t_{w1(n)}),$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи для отдельного ряда, отнесенный к разности температур на входе, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $F$  – площадь рабочей поверхности одного ряда трубок, м<sup>2</sup>;  $t_F$  – темпе-

ратура поверхности сердцевины радиатора, °C;  $t_{w1(I)}$  – то же воздушного теплоносителя на входе в сердцевину радиатора, °C;  $W$  – расход воздушного теплоносителя, перемещаемый крыльчаткой вентилятора, м<sup>3</sup>/ч;  $\rho_w$  – плотность воздушного теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $c_{PW}$  – теплоемкость воздушного теплоносителя, кДж/(кг·°C);  $t_{w1(II)}$  – температура воздушного теплоносителя на входе во второй ряд трубок сердцевины радиатора, °C;  $\alpha_{\text{общ}}$  – коэффициент теплоотдачи для всей сердцевины, отнесенный к разности температур на входе во второй ряд, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\alpha_j$  – то же для любого ряда внутри сердцевины, отнесенный к разности температур на входе в этот ряд, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $t_{w1(n)}$  – температура воздушного теплоносителя на входе в  $n$ -й ряд сердцевины радиатора, °C.

Учитывая, что коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_j$ , отнесенные к разности температур на входе в соответствующий ряд, будут равны, представим выражение для определения безразмерного коэффициента теплоотдачи  $Nu_{D_{\text{общ}}}$  для ряда трубок внутри сердцевины [1]

$$Nu_{D_{\text{общ}}} = \frac{1}{n-1} 0,25 Pe_{D_{\text{ЭКВ}}} \frac{D_{\text{ЭКВ}}}{L'} \times \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{Nu_{D_{\text{ЭКВ}}}}{0,25 Pe_{D_{\text{ЭКВ}}} \frac{D_{\text{ЭКВ}}}{L'}} \right]^{n-1} \right\}, \quad (4)$$

где  $Pe_{D_{\text{ЭКВ}}}$  – число Пекле,  $Pe_{D_{\text{ЭКВ}}} = \frac{v_w D_{\text{ЭКВ}}}{a}$ ;  $D_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентный диаметр, м.

При коридорном расположении трубок радиатора и относительном продольном шаге трубок ( $c > 1$ )  $D_{\text{ЭКВ.к}} = \frac{4c}{\pi} \left(1 - \frac{\pi}{4c}\right) L'$ ; при шахматном расположении трубок сердцевины радиатора, когда относительный поперечный шаг  $b < 1$ , эквивалентный диаметр рассчитывается по формуле  $D_{\text{ЭКВ.ш}} = \frac{4c}{\pi} \left(1 - \frac{\pi}{4cb}\right) L'$ .

В случае шахматного расположения трубок сердцевины радиатора с узким сечением по

диагонали ( $d < c$ )  $D_{\text{экв.ш}} = \frac{4d}{\pi} \left(1 - \frac{\pi}{4cd}\right) L'$ ;  $a$  – коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $n$  – количество трубных рядов по глубине.

При проведении расчетов по определению теплоотдающей способности радиатора с помощью безразмерного коэффициента теплоотдачи  $\text{Nu}_{\text{Добщ}}$  справедливо выражение, предложенное В. Нуссельтом:

$$\text{Nu}_{\text{Добщ}} = \frac{\alpha_{\text{общ}} D_{\text{экв}}}{\lambda},$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ .

Выражение коэффициента  $\text{Nu}_{\text{Добщ}}$  для всех рядов трубок сердцевин радиатора по глубине представляется зависимостью

$$\text{Nu}_{\text{Добщ}} = \frac{1}{n} 0,25 \text{Re}_{\text{Дэкв}} \frac{D_{\text{экв}}}{L'} \times \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{\text{Nu}_{\text{Дэкв}}}{0,25 \text{Re}_{\text{Дэкв}} \frac{D_{\text{экв}}}{L'}} \right]^n \right\}. \quad (5)$$

В данном выражении  $\text{Nu}_{\text{Дэкв}}$  представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи для любого внутреннего ряда трубок сердцевин радиатора, который определяется по рабочей диаграмме № 1 [1] на основании соотношения  $\frac{D_{\text{экв}}}{L'}$ , а также  $\text{Re}_{\text{Дэкв}} \frac{D_{\text{экв}}}{L'}$ .

Определение безразмерного коэффициента теплоотдачи  $\text{Nu}_{\text{Добщ}}$ , а далее и коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{общ}}$  дает возможность расчета теплоотдачи поверхности радиатора, для чего используем формулу

$$\Delta Q_p = \alpha_{\text{общ}} F_{\text{рад}} (t_F - t_{\text{вср}}), \quad (6)$$

где  $F_{\text{рад}}$  – поверхность охлаждения радиатора,  $\text{м}^2$ ;  $t_{\text{вср}}$  – средняя температура воздушного теплоносителя, циркулирующего через сердцевину радиатора,  $^\circ\text{C}$ .

Тогда требуемая поверхность охлаждения радиатора

$$F_{\text{рад}} = \frac{\Delta Q_p}{\alpha_{\text{общ}} (t_F - t_{\text{вср}})}. \quad (7)$$

Алгоритм расчета поверхности охлаждения радиатора по предлагаемой методике приведен на рис. 4.

На основании представленных теоретических положений проведем расчет требуемых поверхностей охлаждения радиаторов таких тракторов, как «Беларус-1221» с дизелем Д-260.2 и «Беларус-3022» с дизелем Detroit S40E, используя при этом лишь некоторые намеченные конструктивные размеры сердцевин радиаторов рассматриваемых тракторов «Беларус» (табл. 1).

Таблица 1

Некоторые параметры сердцевин радиаторов тракторов «Беларус»

Конструктивный размер сердцевин радиатора, м	Тракторы «Беларус» типоразмерного ряда	
	«Беларус-1221»	«Беларус-3022»
	Дизели типоразмерного ряда тракторов «Беларус»	
	Д-260.2	Detroit S40E
$S_q$	0,01	0,01
$R$	0,0015	0,0015
$L_1$	0,007	0,007
$L_2$	0,092	0,138
Температура поверхности сердцевин радиатора $t_F$ , $^\circ\text{C}$	62	69
Средняя температура воздушного теплоносителя, циркулирующего через сердцевину радиатора $t_{\text{вср}}$ , $^\circ\text{C}$	50	61
Скорость потока воздуха перед фронтом радиатора $v_0$ , м/с	10,3	18,3
Количество трубных рядов по глубине $n$	4	6

Отметим, что шаг трубок по фронту  $S_q$  для всех сердцевин радиаторов типоразмерного ряда тракторов «Беларус» равен 0,01 м; шаг трубок по глубине сердцевин  $S_l$  – 0,023 м. Радиус закругления трубки – 0,0015 м. При коридорном и шахматном расположениях трубок в сердцевине радиатора, так как  $c = 3,33 > 1$  и  $b = 7,67 > 1$ , получаем следующее значение пористости пучка охлаждающих трубок:

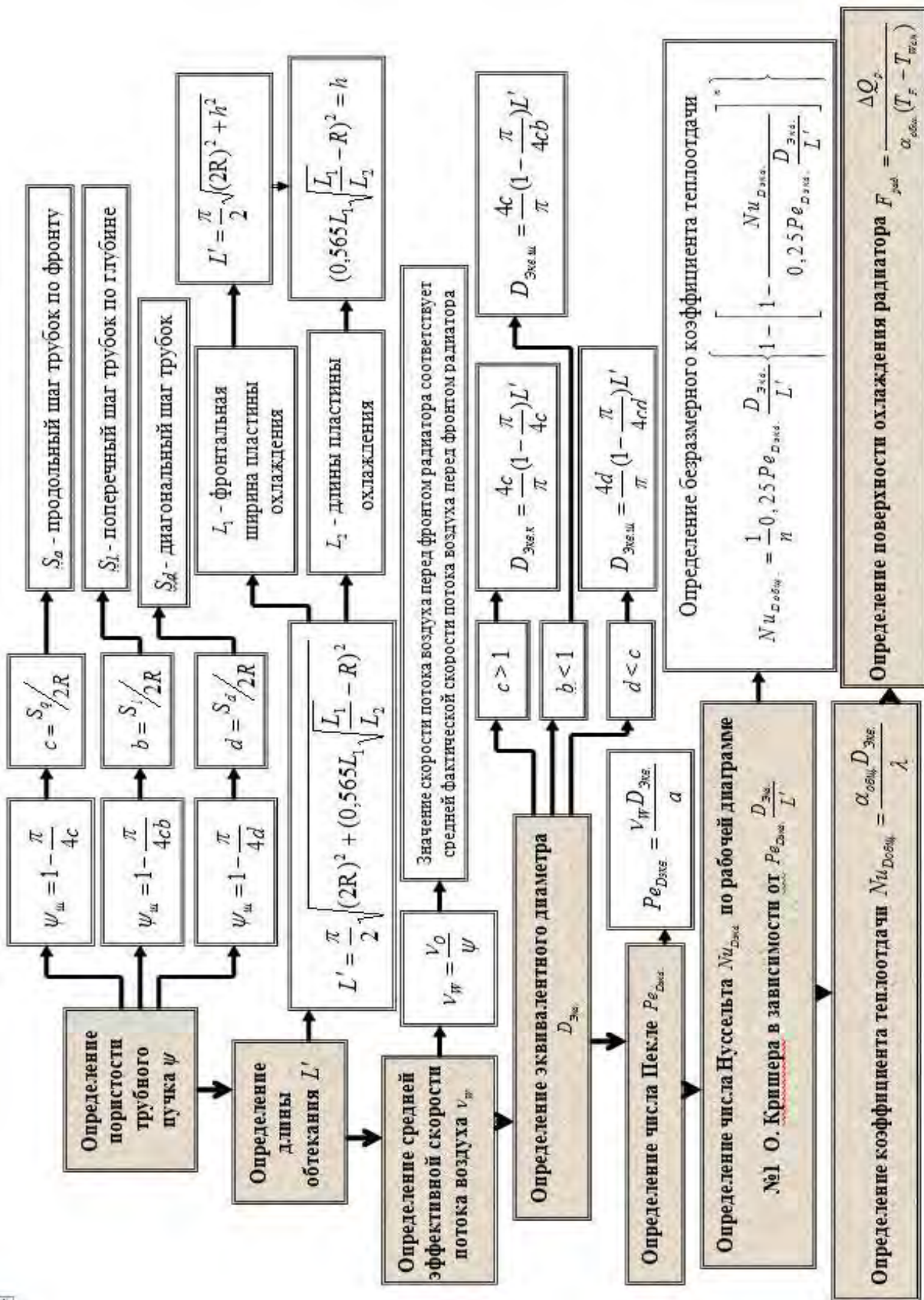


Рис. 4. – Математическая модель расчета поверхности охлаждения радиатора

$$\psi_{к(ш)} = 1 - \frac{3,14 \cdot 0,0015}{2 \cdot 0,01} = 0,7645.$$

Дальнейшие результаты расчета сводим в табл. 2.

Таблица 2

Расчетные значения параметров

Расчетный параметр	Единица измерения	Тракторы «Беларус» типоразмерного ряда	
		«Беларус-1221»	«Беларус-3022»
$h$	–	$1,673 \cdot 10^{-7}$	$3,712 \cdot 10^{-7}$
$L'$	м	0,00471	0,00471
$v_W$	м/с	13,473	23,937
$D_{эkv}$	м	0,0153	0,0153
$Re_{D_{эkv}}$	–	7921,84	14074,7
$Re_{D_{эkv}} D_{эkv}/L'$	–	25699,5	45660,3
$Nu_{D_{эkv}}$	–	120	175
$Nu_{D_{обц}}$	–	116,68	168,43
$\alpha_{обц}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	222,86	321,71

Приняв, что количество теплоты, подводимой охлаждающей жидкостью к поверхностям сердцевины радиатора, равно количеству теплоты, отводимой от радиатора потоком воздушного теплоносителя, проведем расчет требуемых поверхностей охлаждения радиаторов рассматриваемых тракторов.

Для определения количества теплоты, подводимой охлаждающей жидкостью к сердцевине радиатора, воспользуемся данными теплового баланса. Распределение теплоты по составляющим теплового баланса дизелей тракторов «Беларус», полученное по результатам экспериментальных исследований в УП «ММЗ», приведено в табл. 3. Так как данные по тепловому балансу для дизеля Detroit S40E отсутствуют, условимся считать их равными тепловыделению дизеля Д-260.16.

Таблица 3

Составляющие теплового баланса

Количество теплоты, воспринятое охлаждающей жидкостью, Вт	Модель дизеля			
	Д-260.2С2	Д-260.1С2	Д-260.4С2	Д-260.16
$Q$	44000,0	54267,2	67916,1	86272,0

Используя данные табл. 2 и 3, по формуле (7) определяем требуемые поверхности охлаж-

дения радиаторов типоразмерного ряда тракторов «Беларус»:

- радиатор «Беларус-1221»

$$F_{рад} = \frac{44000,0}{222,86 \cdot (62 - 50)} = 16,5 \text{ м}^2;$$

- радиатор «Беларус-3022»

$$F_{рад} = \frac{86272,0}{321,71 \cdot (69 - 61)} = 33,5 \text{ м}^2.$$

Выполним по предлагаемой методике расчет поверхности охлаждения радиаторов типоразмерного ряда тракторов «Беларус».

Разработка охлаждающих систем тракторной техники, обеспечивающей рентабельность у производителя, невозможна без системных критериев, в основе которых лежат унификация и типизация. Цель унификации – сокращение сроков и затрат на проектирование изделий, повышение производительности и снижение затрат производства, повышение качества изделий за счет специализации и комплексной механизации производства, улучшения эксплуатации (обслуживание, ремонт) за счет взаимозаменяемости. Типизация является одним из направлений проектирования, позволяющим едиными составляющими создавать изделия с различными техническими параметрами.

При разработке охлаждающих систем тракторов нами рассматривалась унификация по «горизонтали», т. е. внутри тракторов данного тягового класса, и по «вертикали», т. е. между тракторами разных тяговых классов.

Представляется, что тракторы «Беларус» при разработке охлаждающих систем можно подразделить на четыре группы по мощности [2, 3]:

- A: 43,5–66 кВт;
- B: 79–88 кВт;
- C: 103–132 кВт;
- D: 186–221 кВт.

Тракторы каждого диапазона мощности, как показывают расчеты, могут иметь унифицированные охлаждающие системы, включающие в себя один типоразмер водяного радиатора. Типоразмерный ряд радиаторов тракторов «Беларус» приведен в табл. 4.

Таблица 4

Типоразмерный ряд радиаторов тракторов «Беларус»

Наименование составляющих	Основные рабочие параметры по рядам			
	A	B	C	D
Радиатор (поверхность охлаждения) $F$ , м <sup>2</sup>	15,0			
		23,0		
			25,0	
				36,0

При разработке конструкции радиаторов возможны: более глубокая унификация по элементам деталей, две типовые конструкции водяных радиаторов – для четырех- и шестицилиндровых дизелей.

Надежность функционирования охлаждающих систем определяется их способностью обеспечивать заданную температуру охлаждающей жидкости и смазочного масла на всех скоростных и нагрузочных режимах работы дизеля, возможных колебаниях климатических параметров. При этом энергетические затраты дизеля на привод водяного и масляного насосов, вентилятора должны быть наименьшими.

Для оценки совершенства охлаждающей системы используется энергетический метод, характеризующийся соотношением переданного количества тепловой энергии к энергии, затраченной на передачу этой теплоты. При этом отводимый тепловой поток и затраченную энергию относят к единице поверхности охлаждения.

Исследования показали, что для оценки охлаждающей системы более рационально рассматривать радиатор комплексно с заданными теплоносителями. Предлагается эффективность системы оценивать по тепловоспринимающей и теплорассеивающей способностям радиатора, потоков жидкости и воздуха, проходящих через радиатор.

Выбор поверхности радиатора проводится по принятым расходам охлаждающей жидкости и потока воздуха. Основным условием при выборе поверхности охлаждения является обеспечение заданного температурного режима дизеля. Эффективность охлаждающей системы, т. е. выбранной поверхности радиатора и принятых расходов теплоносителей, предлагается оценивать отношением количества теплоты,

которое отводится или необходимо отвести от охлаждающей жидкости, к тепловоспринимающим способностям радиатора или потока воздуха.

Системы охлаждения рекомендуется оценивать коэффициентом использования поверхности радиатора, равным отношению отводимого теплового потока для обеспечения заданного температурного режима к максимально возможной теплорассеивающей способности этого радиатора:

$$\varepsilon_F = \frac{Q_V - \Delta T_V}{F k_T (\Delta T_{V1} - \bar{T}_W)},$$

где  $\Delta T_V$  – температурный напор по охлаждающей жидкости;  $T_{V1}$  – температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора, °C;  $\bar{T}_W$  – средняя температура потока воздуха в сердцевине радиатора, °C.

Предлагаемый метод позволяет качественно оценивать тепловую эффективность охлаждающей системы.

Для оценки предлагаемого типоразмерного ряда радиаторов воспользуемся количественной оценкой параметров принятых радиаторов.

На рис. 5 и 6 представлены графики типоразмерных рядов радиаторов в функции охлаждающей поверхности от мощности дизелей. Коэффициент использования поверхности радиаторов  $\varepsilon_F$  с перспективными дизелями по группам равен:

- A: 0,847–1,04;
- B: 0,813–0,978;
- C: 0,678–0,972;
- D: 0,703–0,97.

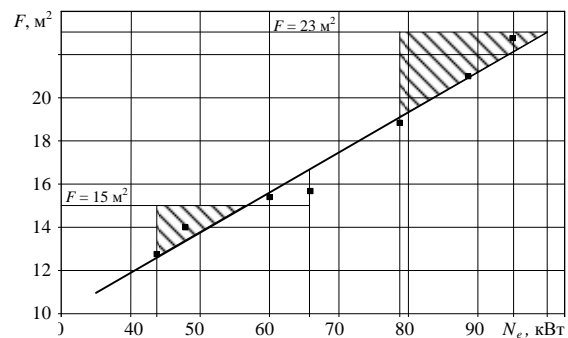


Рис. 5. Типоразмерный ряд радиаторов (типоразмер 1) по поверхности охлаждения



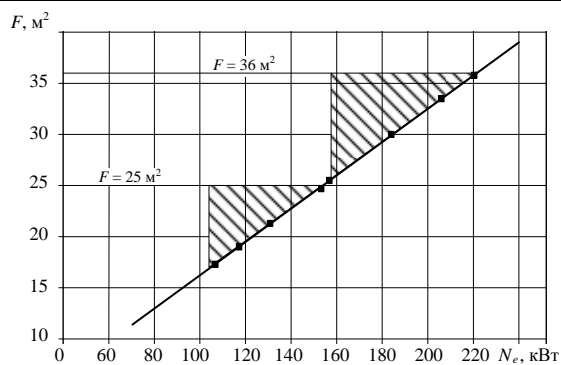


Рис. 6. Типоразмерный ряд радиаторов (типоразмер 2) по поверхности охлаждения (точками отмечены дизели нового типоразмерного ряда)

Расчеты показывают, что дизели группы А Д-243 и Д-245.5 не имеют запаса по охлаждающей поверхности радиаторов. Численное значение недостающей поверхности к принятой охлаждающей поверхности радиатора типоразмерного ряда составляет 2 и 4 %. Дизель группы Д Д-260.10 имеет запас поверхности охлаждения радиатора всего 3 %. При комплектовании охлаждающих систем тракторов с дизелями Д-245.5 и Д-260.10 рекомендуется использовать радиаторы этого типоразмерного ряда, но охлаждающие поверхности выполнять из более эффективных по теплопередаче материалов, например меди.

### ВЫВОДЫ

Разработан метод расчета охлаждающей поверхности радиатора, в основе которого при определении коэффициента теплопередачи приняты параметры элементов и компоновки сердцевин. Движение воздушных масс в сердце-

вине учитывается приведенной длиной обтекания охлаждающих трубок потоком воздуха. Существенным достоинством метода является учет неравномерности теплопередачи по глубине радиатора.

Предложен типоразмерный ряд радиаторов для мощностного ряда тракторов «Беларус». Оценка тепловой эффективности радиаторов предлагаемого типоразмерного ряда проведена по тепловоспринимающей и теплорассеивающей способностям охлаждающих поверхностей.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Конвективный** тепло- и массоперенос. Единое описание для течения в каналах и внешнего обтекания тел любой формы и расположения: пер. с нем. / В. Каст [и др.]. – М.: Энергия, 1980. – 49 с.
2. **Тарасенко, В. Е.** Типоразмерный ряд систем охлаждения тракторов «Беларус» / В. Е. Тарасенко, А. И. Якубович // Prospective Technics and Technologies, 2006: матеріали II-ї Міжнар. наук.-практ. конф. студ. і молодих учених, Mykolaiv, september 14–16, 2006 / Mykolaiv State Agrarian University; відповід. за випуск С. І. Пастушенко. – Mykolaiv, 2006. – С. 123–126.
3. **Тарасенко, В. Е.** Унификация систем охлаждения мощностного ряда тракторов «Беларус» / В. Е. Тарасенко, А. И. Якубович // Развитие приграничных регионов Беларуси и России на современном этапе: проблемы и перспективы: материалы науч.-практ. конф., Могилев, 12–13 окт. 2006 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Бел.-Рос. ун-т; редкол. И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2006. – С. 22.

Поступила 24.04.2008