

**КОМПЛЕКСНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ОТ ВАРЬИРОВАНИЯ ВХОДНЫХ ВЕЛИЧИН В ШИРОКОМ РАБОЧЕМ ДИАПАЗОНЕ МЕТОДАМИ КО-
НЕЧНОЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ.**

Для поддержания нормального теплового режима двигателя, работающего в диапазоне температур охлаждающей жидкости 105...110°C и кратковременно 125...130°C, на современных объектах военной техники необходимо создать эффективную систему охлаждения, главной составляющей которой является теплообменное устройство, включающее в себя радиаторы, вентиляторы или эжекторную систему для осуществления движения охлаждающего воздуха.

С увеличением мощности двигателя растет количество теплоты, которое необходимо отвести от его цилиндров и блока. Решать эту проблему простым увеличением размеров радиаторов или за счет повышения отбора мощности на прокачку охлаждающей жидкости не представляется возможным в связи с ограниченным объемом моторно-трансмиссионного отделения и возможным ухудшением габаритно-массовых и мощностных характеристик. Переход от вентиляторного к эжекторному типу циркуляции охлаждающего воздуха через радиаторы, функционирующему за счет энергии отработавших газов, также не обеспечивает значительного снижения массогабаритных характеристик теплообменных устройств.

При проектировании вентиляторной системы охлаждения необходимо учитывать, что основной ее задачей является создание оптимальных тепловых режимов термически напряженных деталей цилиндропоршневой группы двигателя, а также блока цилиндров и головки. Применение экономичных, высокофорсированных и надежных двигателей внутреннего сгорания во многом определяется рациональным охлаждением деталей цилиндропоршневой группы, что приводит к ужесточению требований к радиаторам и вентиляторам. Поверхность теплообмена современных радиаторов, применяемых для тяжелой бронетехники, трубчато-пластинчатая, состоящая из плоских труб, к которым припаяны тонкие поперечные пластины (ребра). Высокая эффективность достигается благодаря непосредственному увеличению теплоотдающих поверхностей и увеличению коэффициента теплоотдачи ребренной поверхности по сравнению с гладкотрубными радиаторами, причем данный процесс нестабилен вследствие непостоянства температур теплопередающих поверхностей. Ребрение трубок со стороны среды, имеющей небольшое значение коэффициента теплоотдачи, приводит к интенсификации процесса передачи теплоты. Наличие ребер повышает эффективность и жесткость конструкции, обеспечивает высокую механическую прочность, однако приводит к возрастанию газодинамического сопротивления и массы радиатора. При обтекании конвективной части радиатора воздухом вблизи поверхности теплосъема образуется тонкий пограничный слой, поведение которого определяет газодинамическое сопротивление. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого радиатора происходит резкое увеличение сопротивления [1,2]. Для уменьшения сопротивления необходимо затянуть отрыв, т.е. сместить линию отрыва пограничного слоя как можно дальше назад к задней критической точке. Этим сужается область застойного течения за телом (след за телом) что, как следствие, позволяет уменьшить газодинамическое сопротивление,

однако стоит всегда помнить о снижении эффективности конвективной передачи тепла в основной поток при тонком пограничном слое. Например, при уменьшении шага между ребрами с 3,2 мм до 2,4 мм сопротивление возрастает на 45...50%, теплоотдача на 60%, а масса сердцевины радиатора на 70% [4]. Очевидно, что эффективность радиатора зависит от решения вариационной задачи баланса трех основных параметров процесса: газодинамического сопротивления, величины теплоотдачи и массы конструкции.

Актуальным является составление справочных зависимостей удельных параметров радиатора системы охлаждения для обоснования рационального выбора геометрии конструкции силовой установки вновь разрабатываемого объекта военной техники. В качестве рассматриваемого радиатора выбрана конструкция штатного радиатора систем охлаждения силовых установок основных образцов военной техники разработки ХКБМ им. А. А. Морозова, технология производства которого отработана до уровня крупносерийного производства, а модификации отличаются лишь размером сердцевин и подводящей арматуры. Методика выбора конструкции таких радиаторов основана на классических полуэмпирических методах расчета. В рамках этой статьи авторы берутся составить математическую модель трехмерного течения воздуха в канале сердцевин радиатора с одновременным теплообменом на стенках этого канала. Как результат - получение зависимости коэффициента теплоотдачи радиатора конкретной конструкции от скорости течения и шага охлаждающих пластин.

Основная задача при аэродинамическом теплообмене сводится к определению коэффициента теплопередачи k , который зависит от скорости газа, формы, положения угла атаки обтекаемого тела, структуры пограничного слоя (ламинарного или турбулентного), физических параметров среды, теплоёмкости.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \psi \cdot R_{w\tau} + R_{\tau t}} \quad (1)$$

где: k_0 – коэффициент теплопередачи чистого радиатора; ψ – коэффициент оребрения поверхности охлаждения; $R_{w\tau}$, $R_{\tau t}$ – термические сопротивления, учитывающие внутренние и внешние слои загрязнения.

ЦЕЛЮЮ СТАТЬИ является исследования эффективности использования методов конечноэлементного моделирования физических процессов в частности процессов теплообмена в системе охлаждения современных образцов военной техники отечественного производства, а также выявление возможности составления единого алгоритма выбора начальных физико-технических параметров теплообменных элементов при разработке новых образцов военной техники.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Исследование процессов перемещения турбулентного потока воздуха в вентиляторной системе охлаждения от вентилятора к радиаторам опирается на эмпирическую теорию, заданную константами. Эта теория позволяет полностью оценить характер течения турбулентного потока. Модели турбулентного потока, связывающие рейнольдсовы напряжения с градиентом средней скорости, позволяют достаточно точно прогнозировать динамические и тепловые свойства пристеночных течений и течений основного потока воздуха в подводящих каналах и непосредственно на фронтальной поверхности радиатора. Из опыта эксплуатации систем охлаждения силовых установок военного назначения известно, что течение на входе в радиатор может быть как чисто ламинарным, так и турбулентным, а режим течения в свою очередь определяется скоростью потока

на входе в теплообменник, характерным поперечным размером проточного канала теплообменника (шагом оребрения) и предварительной турбулизацией, то есть направлением течения от вентилятора – обдув или всасывание.

Исходя из экспериментальных данных, при обдуве вентиляторами поверхности радиаторов рассматриваемой конструкции турбулентный поток воздуха имеет волновой пульсационный характер (см. рис. 1). Поэтому, при испытании различных конструкций кожуха, по которому движется воздушный турбулентный поток, пульсации скорости сосредотачивались в одном направлении. Имея экспериментальные данные по пульсационным характеристикам турбулентного потока, можно смоделировать движения воздуха в каждой точке области течения от выхода с вентилятора до фронтальной поверхности радиатора, если вентилятор работает на обдув, и наоборот, при работе на всасывание – от фронтальной поверхности до входа в вентилятор.

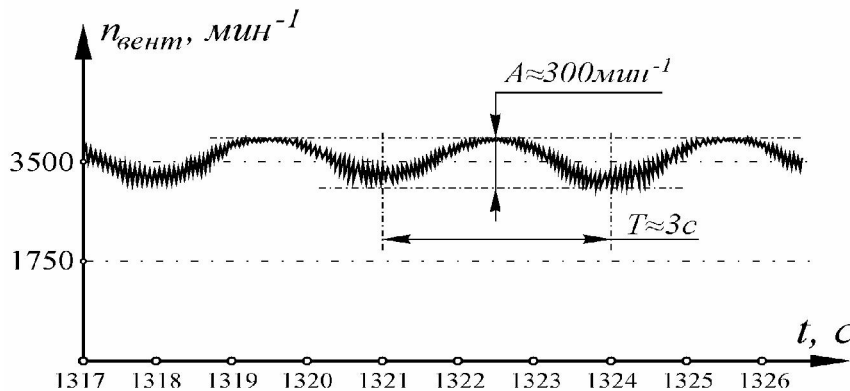


Рис. 1. Характеристика колебаний значения скорости вращения ротора вентилятора типовой системы охлаждения.

Поведение турбулентного потока имеет сложный характер. Поэтому необходимо проведение большого числа замеров и обработки опытных данных для различного рода установившихся турбулентных течений, как пристеночных, свободных, так и течений вблизи криволинейных поверхностей кожуха.

Очевидно, что картина течения охлаждающего воздуха в каналах системы охлаждения в первую очередь будет определяться геометрией конструкции каналов, и в каждом случае расчет необходимо проводить, учитывая как можно больше особенностей в модели течения. В качестве примера авторами была разработана математическая модель, отображающая трехмерное течение охлаждающего воздуха в каналах системы охлаждения силовой установки бронетранспортера БТР-4В. Данная система охлаждения предусматривает установку вентиляторов на всасывание между блоком радиаторов и моторно-трансмиссионным отделением. Компонировка системы представлена на рис. 2. Атмосферный воздух *г* просасывается через блок радиаторов *д* под действием разрежения, создаваемого вентилятором установленным на фланец *з* за блоком радиаторов, и спрямляется кожухом *и* перед входом в вентилятор; таким образом производится обдув радиаторов.

Расчет показал, что распределение поля скоростей, как и ожидалось, носит далеко не равномерный характер. Воздушный поток имеет ядро *в* (см. рис. 2), скорость течения в котором превышает расчетную, что связано с пониженной средней скоростью течения в зоне *б* при постоянном исходном расходе атмосферного воздуха. Также неизбежно присутствует застойная зона *а*, состоящая из присоединённых вихрей [2], например, вихрь *е*. Очевидно, что такая картина достаточно отличается от расчетной, при которой поле скоростей по сечению сердцевины радиатора имеет равномерное распределение, а сужения реального эквивалентного диаметра течения не учитываются.

Очевидно введение коэффициента, учитывающего снижение коэффициента теплоотдачи при неполном омывании теплоотдающих поверхностей радиатора δ , как это и предлагается в [1, 2]. Однако, в нашем случае мы можем не полагаться на рекомендации о выборе эмпирического коэффициента полноты теплообмена для схожих конструкций, а получить действительные значения коэффициента на разных режимах течения для данной конструкции.

Для учета влияния неравномерности потока на характер обдува турбулентным потоком при использовании моделей можно изменить граничные условия на стенке (метод пристеночных функций [2]), либо вводить поправки в линейный масштаб турбулентности. Эти методы дают возможность рассчитать распределение параметров во всей области течения от начала обтекания поверхности до внешней границы пограничного слоя, что позволяет учесть различные эффекты (теплообмен, проницаемость поверхности, влияние шероховатости и др.)

При исследовании обтекания потоком газа для расчета турбулентного пограничного слоя используют полуэмпирическую модель турбулентной вязкости, основанную на гипотезе Прандтля (о связи вязкости с турбулентной энергией), а также гипотезу Колмогорова (о пути смешения, непосредственно связывающую турбулентную вязкость с осредненными параметрами потока)

При обтекании радиатора потоком воздуха с более низкой температурой, в соответствии с уравнением Фурье происходит передача теплоты от радиатора путем теплопроводности во внешние слои воздуха. Нагрев происходит до тех пор, пока не установится тепловое равновесие между поверхностями тела, отдающими тепло (радиатор) и воспринимающим тепловую энергию потоком воздуха. Отвод тепла происходит в пограничном слое течения, и в зонах ламинарного течения теплопроводностью, в зонах переходного и турбулентного течения – конвективно [1, 2, 4]. При этом, $t_{cm} = t_b$, где t_{cm} – температура стенки, t_b – температура восстановления (энтальпия восстановления). Поведение пограничного слоя определяет газодинамическое сопротивление. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого тела происходит резкое увеличение газодинамического сопротивления. Простейший пограничный слой, который образуется при обтекании твердой плоской стенки продольным потоком воздуха, является течением только с вязкой неустойчивостью. Эта неустойчивость особенно явно проявляется при течении газа с малой плотностью. Вязкая неустойчивость играет важную роль во взаимодействии воздуха с поверхностью, в частности, передачи тепловой энергии.

С целью подробного изучения теплодинамических процессов, происходящих в сердцевине радиатора, была разработана математическая модель на основе подробной геометрии внутренних каналов данной сердцевины (см. рис. 3).

Исходя из общих методик выполнения газодинамических и тепловых расчетов конечноэлементных моделей теплообменников, была выделена элементарная составляющая поверхностей теплообмена, на границах области которой ожидается условие

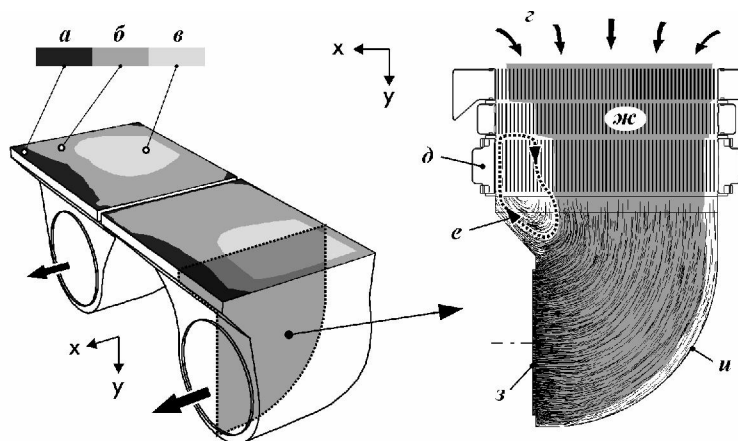


Рис. 2. Картина течения охлаждающего воздуха в системе охлаждения бронетранспортера БТР-4В на участке от входа до вентиляторного блока.

симметричности течения (см. рис. 4). Были заданы граничные условия, соответствующие максимально допустимым физическим параметрам охлаждающей жидкости радиатора, которые регламентируются техническими условиями эксплуатации типовых двигателей, устанавливаемых на образцы военной техники разработки ХКБМ им. А. А. Морозова, такие как: T_{mp} – температура трубок с охлаждающей жидкостью; T_{nl} – температура пластин оребрения; Sym – граничное условие симметричности; In_{Let} – скорость охлаждающего воздуха на входе с заданной температурой при нормальном атмосферном давлении; Out_{Let} – давление перед вентилятором. Теплообмен происходит на участке L_{nl} , который равен глубине сердцевины радиатора, однако расчетный объем был дополнен входным участком $L_{вх.}$, а также выходным – $L_{вых.}$, с целью исключения влияния краевых эффектов на основную расчетную область, а также для выравнивания поля температур на контрольной плоскости S_{resalt} .

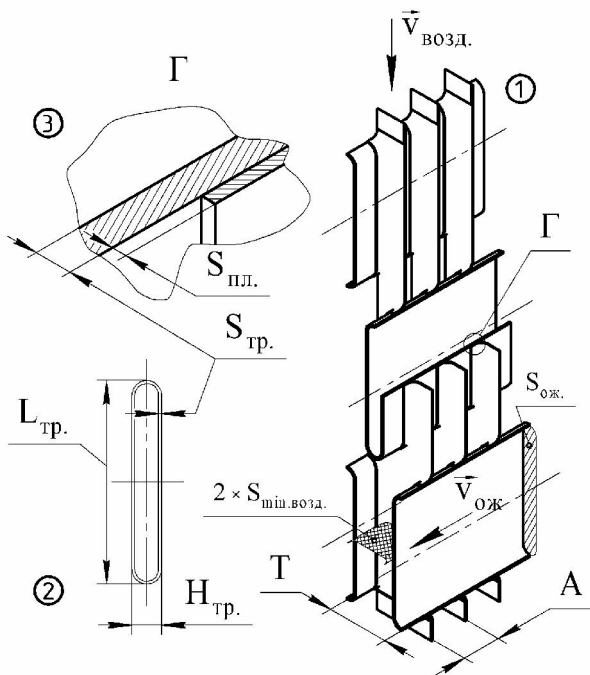


Рис. 3. Геометрия каналов сердцевины радиатора.

- 1- Конструкция сердцевины.
- 2- Геометрия плоской трубки.
- 3- Геометрия соединения элементов.

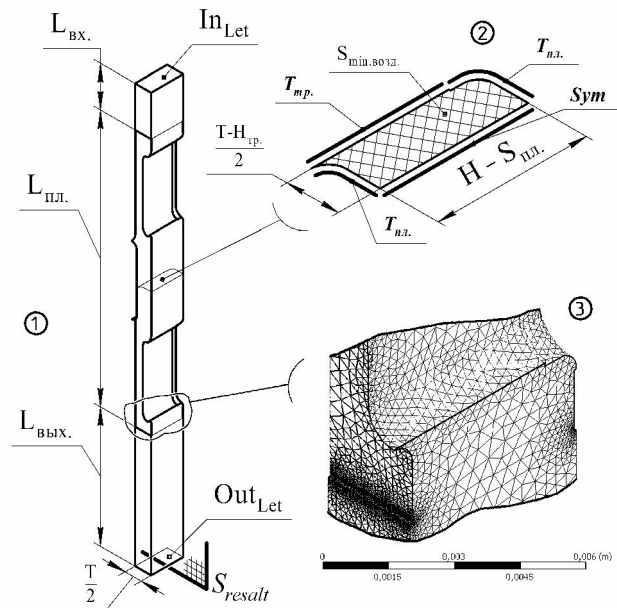


Рис. 4. Конечноэлементная модель проточной части канала радиатора.

- 1- Геометрия проточной части.
- 2- Граничные условия на минимальном сечении.
- 3- Густота конечноэлементной сетки.

Как указывалось выше, при разработке новых боевых машин рекомендуется использовать технологичные конструкции и решения серийного уровня производства. К таким относиться и сердцевина типовых радиаторов производства ГП «ЗиМ». В такой конструкции радиатора инженер-конструктор имеет возможность лишь варьировать площадью сердцевины и шагом ребер, что в свою очередь ведет к изменению трех взаимосвязанных параметров: коэффициента теплоотдачи, газодинамического сопротивления, а также массы сердцевины радиатора. Так как теплопроизводительность двигателя (диссипативная тепловая энергия, которую необходимо отвести в атмосферный воздух) является заданной, разработанная модель позволит нам оценить и составить зависимости всех трех определяющих параметров в заданном диапазоне скоростей охлаждающего воздуха на различных режимах течения с различным шагом ребер.

$$\left. \begin{aligned}
 V &= \frac{\mathbf{Re} \cdot \eta(t_{\text{атм.}})}{\rho(t_{\text{атм.}}) \cdot D_{\text{гидр.экв.}}} \\
 \mathbf{Re}_{\text{ламинар.}} &= 500 \\
 \mathbf{Re}_{\text{переход.}} &= 2300 \\
 \mathbf{Re}_{\text{турбулент.}} &= 6000 \\
 D_{\text{гидр.экв.}} &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{min.возд.}}}{\pi}}
 \end{aligned} \right\} \Rightarrow V = \frac{\mathbf{Re}_{\text{реж.}} \cdot \eta(t_{\text{атм.}})}{\rho(t_{\text{атм.}}) \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{min.возд.}}}{\pi}}} \quad (2)$$

Авторы задавались тремя характерными температурами воздуха окружающей среды при эксплуатации боевых машин в различное время года, а также технологически приемлемым шагом пластин охлаждения и соответствующими им скоростями течения на различных режимах в канале, которые определялись согласно (2), где $\mathbf{Re}_{\text{реж}}$ - критерий Рейнольдса, соответствующий режиму течения, $D_{\text{гидр.экв.}}$ - эквивалентный гидравлический диаметр канала, определяемый по известной $S_{\text{min.возд.}}$ (рис. 4), динамической вязкости $\eta(t_{\text{атм.}})$ и плотность атмосферного воздуха $\rho(t_{\text{атм.}})$ при данной температуре. Результаты сведены в таблицу 1.

Таблица 1.

Режим течения воздуха		Скорость течения воздуха через сердцевину (V), м/с								
		Ламинарный (Re = 500)			Переходной (Re = 2300)			Турбулентный (Re = 6000)		
Температура воздуха (t _{атм.}), °C		-25	5	+55	-25	5	+55	-25	5	+55
Шаг охлаждающих пластин сердцевин радиатора (A), мм	1,2	4,732	6,609	7,765	21,768	25,801	35,72	56,786	—	—
	1,5	3,786	4,487	6,212	17,414	20,641	28,576	45,429	53,846	—
	2	2,839	3,365	4,659	13,061	15,481	21,432	34,071	40,385	55,909
	3	1,893	2,244	3,106	8,707	10,321	14,288	22,714	26,923	37,273
	5	1,136	1,346	1,864	5,224	6,192	8,573	13,629	16,154	22,364
	8	—	0,841	1,165	3,265	3,87	5,358	8,518	10,096	13,977
	15	—	—	0,621	1,741	2,064	2,858	4,543	5,385	7,455

Как видно из табл. 1, в общей сложности необходимо провести 57 виртуальных экспериментов. Авторы исключили случаи с заведомо не эффективными результатами. Так, при больших скоростях и малом шаге ребер – получим достаточно большие потери давления; при малых скоростях и наибольшем из рассматриваемых шагом оребрения – получим низкий коэффициент теплоотдачи, таким образом данные результаты в практическом исполнении для рассматриваемых условий не являются приемлемыми.

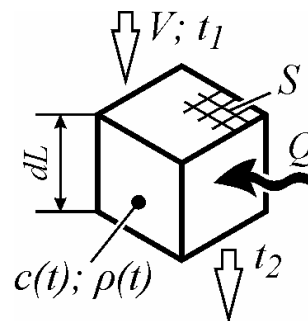


Рис. 5. Модель теплообмена.

Определение коэффициента теплоотдачи будем вести из соображения (см. рис. 5), что вся теплота Q , отданная поверхностями теплообменника, воспринимается охлаждающим воздухом с удельной теплоемкостью $c(t)$ и плотностью $\rho(t)$, проходящим через площадку площадью S за время T со скоростью V и повышает его тепловую энергию, изменяя температуру от начальной t_1 до t_2 . В общем виде для всего канала будем иметь следующее:

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{W}{S} \\ W &= \frac{Q}{T} \end{aligned} \right\} \Rightarrow K = \frac{Q}{T \cdot S}$$

$$\left. \begin{aligned} Q &= c(t) \cdot m \cdot \Delta t \\ \Delta t &= t_2 - t_1 \\ m &= \dot{m} \cdot T \end{aligned} \right\} \Rightarrow Q = c(t) \cdot \dot{m} \cdot T \cdot (t_2 - t_1)$$

$$\dot{m} = \rho(t) \cdot V \cdot S$$

$$\Rightarrow K = \frac{c(t) \cdot \rho(t) \cdot V \cdot S \cdot T \cdot (t_2 - t_1)}{S \cdot T} \Rightarrow \quad (3)$$

$$\Rightarrow K = c(t) \cdot \rho(t) \cdot V \cdot (t_2 - t_1),$$

где K – коэффициент теплоотдачи, Вт/м², W – мощность теплового потока, \dot{m} – массовый расход воздуха, кг.

Результатом виртуальных экспериментов являются два семейства по три плоскости (по количеству исходных температур охлаждающего воздуха). Первое семейство представлено на рис. 6, где показана зависимость коэффициента теплоотдачи радиатора K рассматриваемой конструкции с сердцевинной площадью один метр квадратный от входной скорости охлаждающего воздуха V при различном шаге пластин оребрения A .

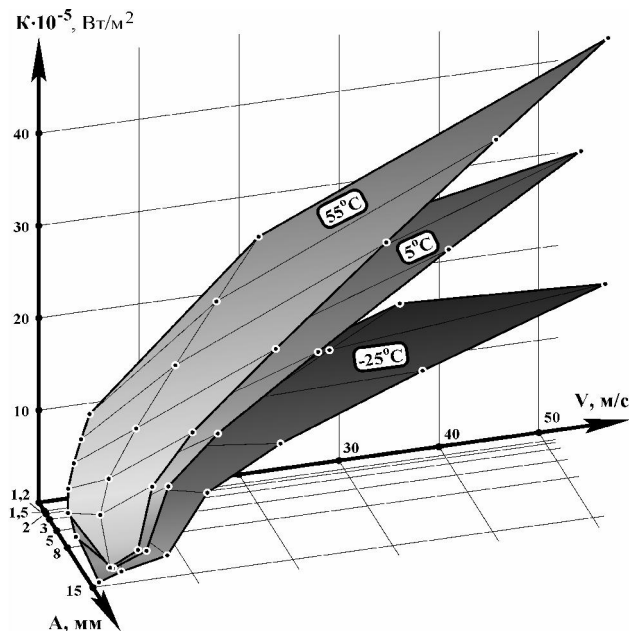


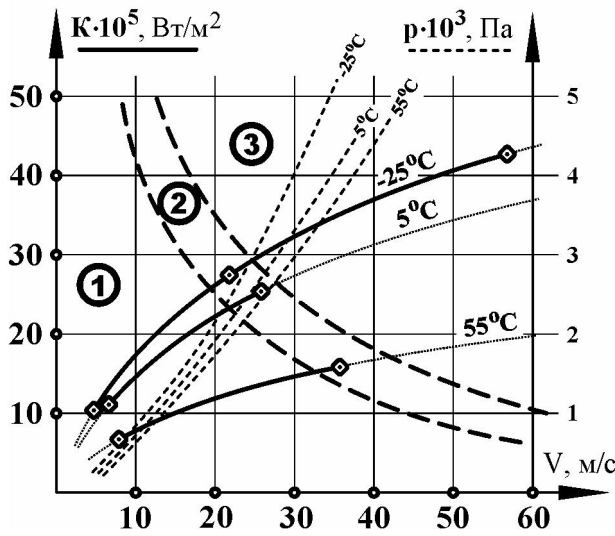
Рис. 6. Семейство плоскостей, характеризующих зависимость коэффициента теплоотдачи радиатора от входной скорости воздуха и шага оребрения.

Второе семейство плоскостей имеет аналогичный вид и отображает зависимость падения давления p (напора) охлаждающего воздуха при прохождении через сердцевину радиатора от скорости охлаждающего воздуха V при различном шаге пластин A .

Очевидно, что значения удельной массы сердцевины радиатора не зависят от скорости потока охлаждающего воздуха и его начальной температура. Масса сердцевины зависит лишь от густоты пластин оребрения и материалов, из которых выполняется сердцевина. Следовательно, удобно совместить оба семейства плоскостей – коэффициента теплоотдачи и падения давления, и в результате математическими методами получить сечения, соответствующие

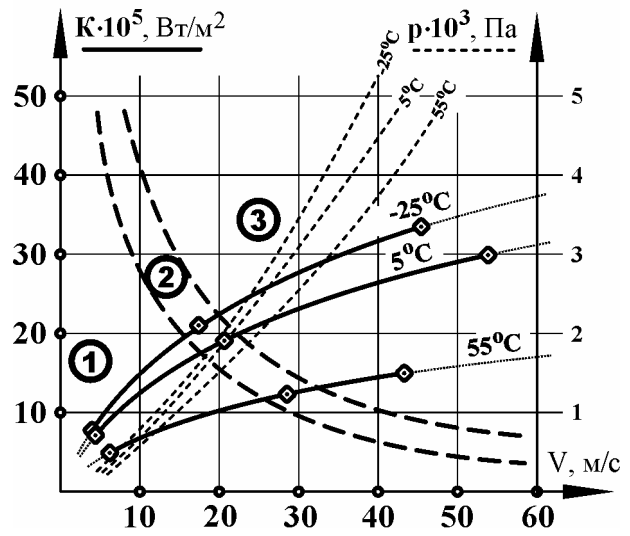
каждому рассматриваемому шагу установки пластин оребрения с указанием массы единицы площади сердцевины для данного шага (см. рис. 7).

$A = 1,2 \text{ мм}$ $M = 73,95 \text{ кг/м}^2$



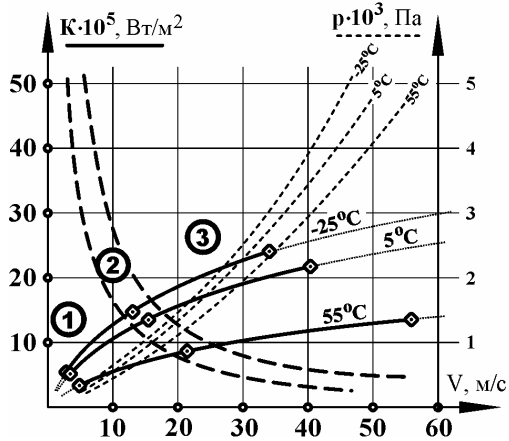
а

$A = 1,5 \text{ мм}$ $M = 64,91 \text{ кг/м}^2$



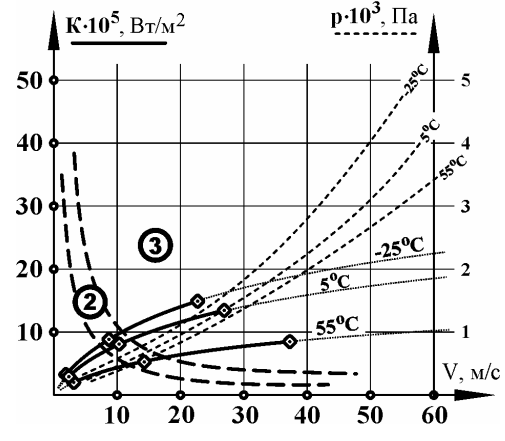
б

$A = 2 \text{ мм}$ $M = 55,87 \text{ кг/м}^2$



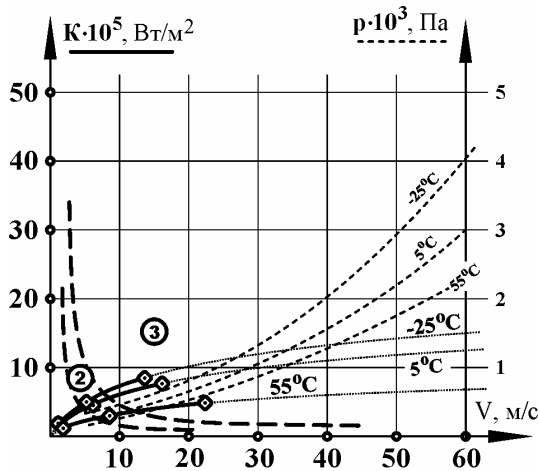
в

$A = 3 \text{ мм}$ $M = 46,83 \text{ кг/м}^2$



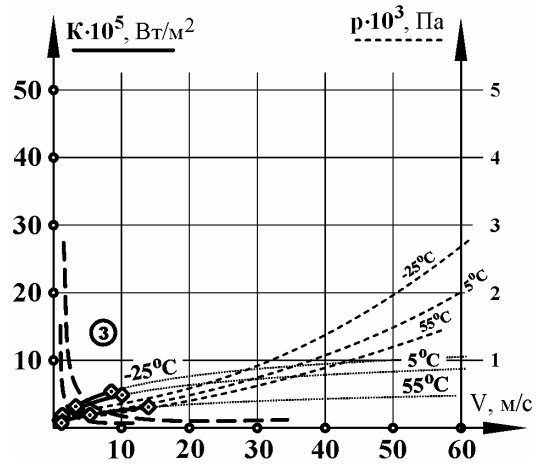
г

$A = 5 \text{ мм}$ $M = 39,6 \text{ кг/м}^2$



д

$A = 8 \text{ мм}$ $M = 35,52 \text{ кг/м}^2$



е

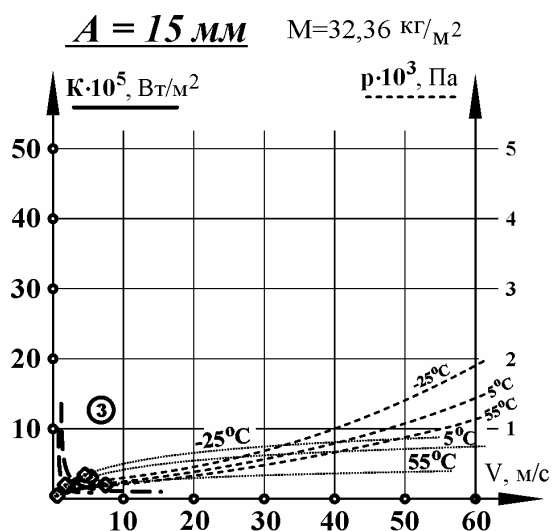


Рис. 7. Графики зависимости коэффициента теплоотдачи K и падения давления p от скорости потока охлаждающего воздуха V через сердцевину радиатора.

- - Падение давления p .
- ◇—◇— - Коэффициент теплоотдачи K .
- ① ----- - Зона ламинарного течения.
- ② ----- - Зона переходного течения.
- ③ ----- - Зона турбулентного течения.

ж

Наглядно видно, что данные графики позволяют однозначно установить все три определяющих параметра эффективности радиатора и в конечном итоге задаться площадью сердцевины радиатора для дальнейших уточняющих расчетов при разработке новой системы охлаждения с использованием типовой технологии производства радиаторов.

Для оценки качества полученных результатов сравним экспериментальные данные, полученные во время тепловых испытаний системы охлаждения БТР-4В, с данными, полученными с использованием методов предварительного расчета, представленными в этой статье. Краткие сведения относительно испытаний радиаторного блока (см. рис. 2) системы охлаждения бронетранспортера БТР-4В приведены в таблице 2.

Так как рассматриваемый блок имеет четыре последовательно установленных сердцевин, условия на выходе с каждой предыдущей сердцевин будут входными условиями для каждой последующей.

Таблица 2

Количество сердцевин в блоке.	4
Площадь фронтальной поверхности сердцевин, м^2	0,742
Температура охлаждающей жидкости, $^{\circ}\text{C}$	~ 110
Температура атмосферного воздуха, $^{\circ}\text{C}$	+55
Температура на выходе с радиаторов $t_{\text{экс}}$, $^{\circ}\text{C}$	+87
Скорость охлаждающего воздуха, м/с	3,301
Шаг ребер охлаждения, мм	3

Очевидно, что температура входа на вторую сердцевину будет выше, чем температура входа на первой, так как воздух будет подогрет, следовательно, теплообмен будет менее интенсивен в каждой последующей сердцевине. Поэтому нам понадобится более полный график семейства кривых, нежели представленные графики на рис. 7. Такой расширенный (в нашем случае для шага 3 мм) график представлен на рис. 8; он получен при интерполяции имеющихся расчетных кривых методом нормального распределения (падение давление не показано). По кривым, соответствующим начальной температуре 55°C находим, что скорости $V = 3,3$ м/с соответствует коэффициент теплоотдачи $K = 207,3$ кВт/м², таким образом для площади сердцевины 0,742 м² максимальная мощность теплоотдачи одного радиатора будет равна $N = 153,8$ кВт. Тогда, зная мощность теплоотдачи одного радиатора, не сложно найти суммарную теплоотдачу блока, учитывая неравномерность поля скоростей показанного на рис. 2 (коэффициент неравномерности поля скоростей $\delta = 0,37$), а также снижение уровня теплоотдачи на каждой сердцевине (коэффициенты $\varphi_1 = 0,82$; $\varphi_2 = 0,61$; $\varphi_3 = 0,52$; $\varphi_4 = 0,38$), учитывающее понижение температуры охлаждающей жидкости радиатора вдоль трубок. Далее, по суммарной тепловой энергии, переданной охлаждающему воздуху, определить температуру на выходе из блока радиаторов t_2 :

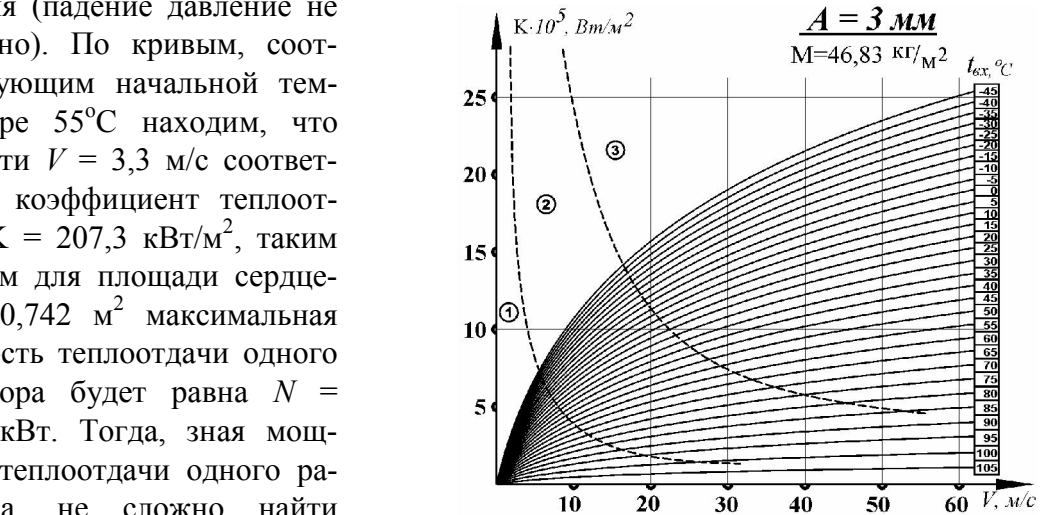


Рис. 8. Расширенный график зависимости коэффициента теплоотдачи K от скорости потока охлаждающего воздуха V через сердцевину радиатора с шагом охлаждающих пластин 3мм.

где T – время теплообмена; N_{Σ} - суммарная мощность всех радиаторов.

$$\left. \begin{aligned} N_{\Sigma} &= \frac{Q}{T} \\ N_{\Sigma} &= N \cdot \delta \cdot (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4) \\ Q &= c(t) \cdot m \cdot (t_2 - t_{ex}) \\ m &= \dot{m} \cdot T \end{aligned} \right\} \Rightarrow t_2 = \frac{N \cdot \delta \cdot (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4)}{c(t) \cdot \dot{m}} + t_1 = 90,9(^{\circ}C), \quad (3)$$

Полученная расчетная температура несколько выше экспериментальной на 3,9 °С, это связано в основном с несколько неустановившимся тепловым режимом при проведении испытаний, с загрязнением внутренней и внешней теплообменной поверхности сердцевины, а также с отводом тепловой энергии в элементы конструкции боевой машины. В целом полученные результаты пригодны для первичного выбора геометрии радиатора и согласуются с экспериментальными данными, расхождения связаны с пренебрежением нерасчетными диссипациями.

ВЫВОДЫ:

Дифференциальное моделирование, дополненное методом конечноэлементного вычисления, дает более полное представление движения потоков как турбулентного, так переходного и ламинарного характера, позволяет решать сложные задачи теплооб-

мена, учитывающие практически все тепловые и динамические процессы, происходящие в теплообменных устройствах.

Из анализа материалов, изложенных в данной статье, следует, что при разработке радиаторов вентиляторной системы охлаждения на основе технологичной серийной конструкции сердцевины удобно составлять справочные графики семейства кривых, характеризующих зависимость трех параметров, определяющих эффективность системы охлаждения с целью рационального выбора геометрии элементов теплообменных устройств на начальных этапах проектирования. Предложенный метод дает приемлемую сходимость с экспериментальными данными, что показано при рассмотрении математической модели для вентиляторной системы охлаждения БТР-4В.

Литература: 1. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярко. – М.: Машиностроение, 1990. – 208с. 2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1969. – 411с. 3. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев. – М–Л.: Энергия, 1966. – 184с. 4. Автотракторные радиаторы / – Л., Машиностроение, 1978. – 193с. 5. Гудман Ф. Динамика рассеяния газа поверхностью / Ф. Гудман, Г. Вахман. – М.: Мир, 1980. – 423с. 6. Струминский В.В. Аэродинамика и молекулярная газовая / В.В. Струминский. – М.: Наука, 1985. – 319с.

Bibliography (transliterated): 1. Kalinin E.H. K. Intensifikaciya teploobmena v kanalah / E.H. K. Kalinin, G. A. Drejcer, S. A. YArko. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 208s. 2. SHlihting G. Teoriya pogranichnogo sloya / G. SHlihting. – M.: Nauka, 1969. – 411s. 3. Antuf'ev V. M. EHffektivnost' razlichnyh form konvektivnyh poverhnostry nagreva / V. M. Antuf'ev. – M–L.: EHnergiya, 1966. – 184s. 4. Avtotraktornyye radiatory / – L., Mashinostroenie, 1978. – 193s. 5. Gudman F. Dinamika rasseyaniya gaza poverhnost'yu / F. Gudman, G. Vahman. – M.: Mir, 1980. – 423s. 6. Struminskij V.V. Aehrodinamika i molekulyarnaya gazovaya / V.V. Struminskij. – M.: Nauka, 1985. – 319s.

Ю.В. Возгрін, В.А.Зарянов, В.А. Кузьминский, О.В. Лазурко, Я.М. Мормило

КОМПЛЕКСНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ВІД ВАРІЮВАННЯ ВХІДНИХ ВЕЛИЧИН У ШИРОКОМУ РОБОЧОМУ ДІАПАЗОНІ МЕТОДАМИ КІНЦЕВОЕЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.

У статті проведено дослідження процесів теплообміну в радіаторах серійної конструкції з метою складання довідкових залежностей для раціонального вибору геометрії теплообмінних пристроїв на початкових етапах проектування.

Виконаний перевіірочний розрахунок, який доводить відповідність розрахункових, а також отриманих експериментальним шляхом даних.

Yu.V. Vozgrin, V.A. Zaryanov, V.A. Kuzminsky, O.V. Lazurko, Y.M. Mormilo

COMPLEX RESEARCH DEPENDENCE OF THE EFFICIENCY OF HEAT EXCHANGE IN COOLING SYSTEM BY VARYING THE INPUT VALUE TO A WIDE OPERATING RANGE OF METHODS MESH MODELING.

In this paper a study of heat exchange in the radiator burst design in order to make reference dependencies for rational choice of geometry of heat exchangers in the early design stages.

Made checking calculation proving compliance calculated and experimentally determined data.