

УДК 623.438.14

Кудров В.М., Чучмарь И.Д., Возгрин Ю.В., Лазурко А.В., Бобер А.В.

**ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА
ТЕПЛОРАССЕИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ (РАДИАТОРОВ)****Постановка задачи**

Для поддержания нормального теплового режима работающего двигателя (температура ОЖ 105...110 °С и кратковременно 125...130 °С) современных объектов военной гусеничной техники необходимо создать эффективную систему охлаждения, главной составляющей которой является теплообменное устройство (радиатор).

С увеличением мощности двигателя растет количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя. Решать эту проблему простым увеличением размеров радиаторов или за счет повышения мощности на прокачку охлаждающей жидкости не представляется возможным в связи с ограниченным объемом МТО и ограничением по массе. Переход с вентиляторного типа прокачивания охлаждающего воздуха через радиаторы на эжекторный тип (за счет энергии отработавших газов) также не обеспечивает значительного снижения массово-габаритных характеристик теплообменных устройств.

Актуальность темы

При проектировании теплорассеивающих устройств (радиаторов) необходимо учитывать, что основной их задачей является создание оптимальных тепловых режимов термически напряженных деталей цилиндропоршневой группы двигателя (поршня, втулки, крышки). Применение экономичных, высокофорсированных и надежных двигателей внутреннего сгорания во многом определяется рациональным охлаждением деталей цилиндропоршневой группы, что приводит к ужесточению требований к радиаторам. Поверхность теплообмена современных радиаторов, применяемых для тяжелой техники, трубчато-пластинчатая, состоящая из плоских труб, к которым припаяны тонкие поперечные пластины (ребра). Наличие ребер повышает эффективность и жесткость конструкции, т. е. обеспечивает высокую механическую прочность, однако приводит к возрастанию аэродинамического сопротивления радиатора. Например, при уменьшении шага между ребрами с 3,2 мм до 2,4 мм сопротивление возрастает на 45...50 % [5]. Оребрение трубок со стороны среды, имеющей небольшое значение коэффициента теплоотдачи, приводит к интенсификации процесса передачи теплоты. Этот эффект достигается благодаря непосредственному увеличению теплоотдающих поверхностей и увеличению коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности по сравнению с гладкотрубными, однако данный процесс нестабилен вследствие непостоянства температур теплопередающих поверхностей.

Изложение основного материала

При обтекании радиатора потоком воздуха вблизи теплорассеивающей поверхности образуется тонкий пограничный слой, поведение которого определяет гидродинамическое сопротивление [1,2]. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого тела происходит резкое увеличение гидродинамического сопротивления. 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

гидродинамическое сопротивление. 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 адсорбции и рассеивания.

Водо-воздушные секции радиаторов имеют три самых распространенных расположения трубок (коридорный – рисунок 1; со смещением трубок – рисунок 2 и 3).

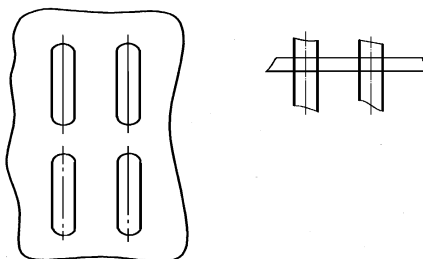


Рисунок 1 – Коридорный пучок

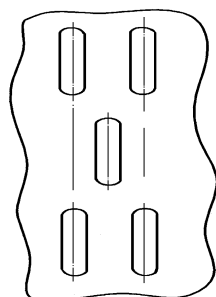


Рисунок 2 – Шахматный пучок

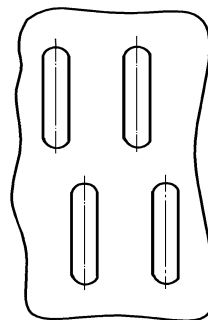


Рисунок 3 – Пучок со смещением

Расположение трубок шахматным пучком и пучком со смещением значительно превосходят коридорный благодаря более высокому коэффициенту теплопередачи. Коэффициент теплопередачи многослойной стенки, на поверхности которой при работе теплообменника образуются различные отложения (солей, смол и т. д.), рассчитывают по уравнению [5]:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\hat{\epsilon}_0} + \psi \cdot R_{вт} + R_{лт}}, \quad (1)$$

где κ_0 – коэффициент теплопередачи чистого радиатора; ψ – коэффициент оребрения поверхности охлаждения; $R_{вт}$, $R_{лт}$ – термические сопротивления, учитывающие внутренние и внешние слои загрязнения.

Слой загрязнения снижает коэффициент теплоотдачи на поверхности охлаждения из-за высокого термического сопротивления, уменьшения скорости теплоносителя и изменения характера течения потока по каналам охлаждения.

Уравнение теплопередачи для непрерывных процессов имеет вид:

$$Q = k \cdot \Delta T F, \quad (2)$$

где k – средний постоянный для поверхности F коэффициент теплопередачи; ΔT – средний по поверхности F температурный напор между теплоносителями.

Общеизвестно, что молекулы газа, попадая на твердую поверхность, не рассеиваются, а проскальзывают на поверхности (т.е. имеют отличную от нуля среднюю скорость) [3]. Кроме того эффект скольжения можно включить в кинетическую вязкость течений. Доля поверхности f адсорбирует все падающие молекулы и затем десорбирует их в тепловом равновесии с твердым телом, в то время как доля $(1-f)$ рассеивает все падающие молекулы зеркально[3].

Следовательно, молекулы газа в среднем должны испытывать несколько столкновений с поверхностью, чтобы достичь теплового равновесия с ней. Эффективность становится наиболее ощутима в условиях, когда природа процессов переноса определяется большим столкновением молекул с твердым телом, чем межмолекулярными столкновениями. Таким образом, при течении газа около твердой поверхности можно наблюдать эффекты, которые объединяются под общим названием явлений «скольжения» или «скачка». Причина возникновения этих эффектов связана с увеличением разреженности, так как свойство газа на поверхности начинают отличаться от свойств соответствующей поверхности. На твердой поверхности средняя тангенсальная скорость и температура газа могут совершать «скачок» почти разрывным образом. Рисунок 4 иллюстрирует данную ситуацию.

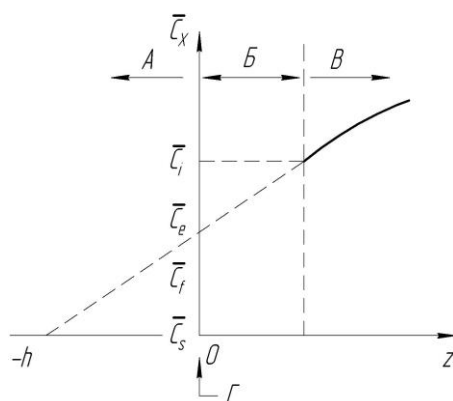


Рисунок 4 – Окрестность твердой поверхности, обтекаемой газом [1]

- \bar{C}_i – фактическое значение скорости \bar{C}_x , с которой атом газа падает на поверхность;
- \bar{C}_f – фактическое значение скорости, с которой атом газа рассеивается поверхностью; скорость поверхности $\bar{C}_s = 0$; скорость \bar{C}_e при отсутствии скольжения равна нулю;
- h – длина скачка; A – твердое тело; B – слой скольжения; Γ – поверхность при $z = 0$

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.

Однако, выражение (2) является приближенным, поскольку не учитывает истинное количество атомов и молекул, которые адсорбируются на поверхности и не участвуют или участвуют в процессе теплообмена. Поэтому для определения точного значения теплопередачи правую часть уравнения (2) необходимо ввести дополнительный коэффициент A , который характеризует величину «скольжения» на поверхности тела.

Тогда уравнение (2) будет иметь такой вид:

$$Q = k \cdot \Delta T \cdot F \cdot A. \quad (3)$$

Коэффициент A определяется как отношение количества молекул, участвующих в теплообмене, к общему количеству атомов газа, падающих на твёрдую поверхность.

$$A = \frac{D}{F}, \quad (4)$$

где D – количество атомов воздуха, которые, сталкиваясь с поверхностью, участвуют в процессе теплообмена; F – общее количество атомов воздуха падающих на поверхность.

Величина A при расчетах конструкций радиаторов всегда будет меньше единицы, так как атомы газа при столкновении с трубками радиаторов не все переходят в связанное состояние с атомами трубок. Поток падающих на поверхность атомов газа вне области действия «воздух-поверхность» будет описываться волновой функцией свободного движения с падением давления газа, которую можно описать функцией вида:

$$\psi_{\varphi}(r) = \left(\frac{\phi\varphi}{i}\right) \frac{1}{2} e^{i\varphi r}, \quad (5)$$

где $\varphi = \frac{\delta}{\phi}$ – волновой вектор; p – импульс атома воздуха относительно системы координат; m – масса атома; $\phi = 1,034 \cdot 10^{-27}$ — постоянная Планка.

Учитывая нормированность функции $\psi_{\varphi}(r)$ и плотность потока воздуха, численно равную скорости относительного движения, можно определить общее количество атомов воздуха, падающих на поверхность трубок.

Волновые функции находятся с помощью уравнения Шредингера, описывающих движения атомом газа в области действия «газ-поверхность», с помощью которых рассчитывается матричный элемент перехода атомов газа из свободного состояния в связанное.

Количество атомов воздуха, которые, сталкиваясь с поверхностью, участвуют в процессе теплообмена, за единицу времени можно определить с помощью эмпирической зависимости по методике изложенной в работе [4].

$$D = \frac{2\pi}{\phi} \sum \left| \langle n, \nu' | W | m, \nu \rangle \right|^2 \delta(E^{\hat{H}'} - E^{\hat{H}}), \quad (6)$$

где W – оператор перехода; $|m, \nu\rangle$ – начальная волновая функция; $|n, \nu\rangle$ – конечная волновая функция; $E^{\hat{H}'}$ и $E^{\hat{H}}$ – энергия начального и конечного состояния системы.

В НПО «Украинский радиаторный завод «Кронид» были проведены испытания двух радиаторов, имеющих различные охлаждающие поверхности:

1) с шахматным расположением трубок – количество трубок 408, расположение трубок в 6 рядов, сечением 17х3,5 мм, расстояние между трубками 10 мм;

2) со смещением трубок – количество трубок 360, расположение трубок в 6 рядов, сечением 17х3,5 мм, расстояние между трубками 11 мм.

Результаты испытаний, приведенные на рисунке 5, показывают, что радиаторы, имеющие сердцевину с шахматным расположением трубок (график 2), на 30–40 % превосходят радиаторы, имеющие сердцевину со смещением трубок (график 1) и подтверждают, что коэффициент связанного состояния имеет различные значения.

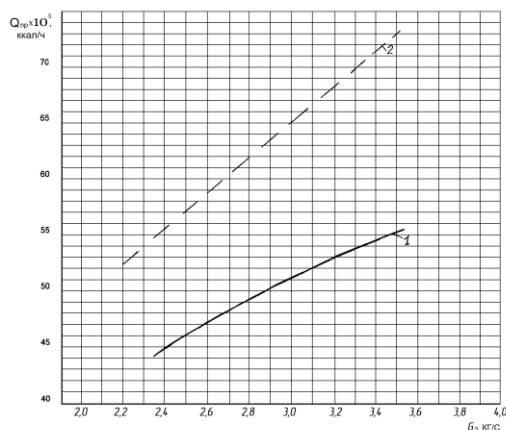


Рисунок 5 – характеристики теплоотдачи радиаторов при расходе воды $G_1 = 11$ Т/ч [$Q = f(G_2)$ при $G_1 = \text{const}$]
 1 – Радиатор со смещением трубок; 2 – Радиатор с шахматным расположением трубок

Выводы

Из анализа материалов, изложенных в данной статье, следует, что при проектировании теплообменных устройств для отвода тепла от двигателей внутреннего сгорания, работающих в особых условиях, необходимо учитывать ряд факторов, влияющих на интенсивность теплообмена.

Главными среди них являются:

- взаимное расположение охлаждающих трубок;
- шаг между охлаждающими пластинами;
- комплексные показатели, определяющие гидравлическое и аэродинамическое сопротивление теплообменных устройств.

С учетом изложенного, были разработаны, изготовлены и испытаны теплообменные устройства для наземных объектов специального назначения.

Испытания подтвердили целесообразность и высокую эффективность теплообменного устройства, имеющего сердцевину с шахматным расположением трубок.

Литература

1. Гудман Ф., Вахман Г. Динамика рассеяния газа поверхностью. М.: Мир, 1980.
2. Пшеничников В.М., Сон Э.Е. К расчету углового распределения неупругорассеянных атомов газа на поверхности твердого тела. Поверхность. Физика, химия, механика. 1984, №3.
3. Лукин В.А., Пшеничников В.М. Обтекание каталитической поверхности разреженным газом с учетом влияния ее кристаллической структуры. Ташкент, 1986.
4. Давыдов А.С. Квантовая механика. М.: Физматгиз, 1963.
5. Автотракторные радиаторы. Л., Машиностроение, 1978.

УДК 623.438.14

Кудров В.М., Чучмарь І.Д., Возгрін Ю.В., Лазурко О.В., Бобер А.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ ТЕПЛОРОЗСПОВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ (РАДІАТОРІВ)

В статті проведено дослідження процесу теплообміну системи „повітря-тверде тіло”, а також математичне та експериментальне обґрунтування використання радіаторів з шаховим розташуванням трубок.