

Муцинский Ю. М., Толстолуцкий В. А., канд.тех. наук; Угненко О. И., Крот С. Г.

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТАНКОВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДВИГАТЕЛЯ

Введение. В настоящее время ГП ХКБМ при проектировании боевых колесных машин (БКМ) в силовых установках использует различные модификации дизельных двигателей фирмы Deutz с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха. Охлаждение наддувочного воздуха осуществляется с помощью теплообменника (радиатора). Проектирование теплообменника подразумевает выбор его геометрических размеров и основных характеристик: коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления. Определение этих характеристик требует значительного объема теоретических и экспериментальных исследований. Изготовление спроектированного теплообменника требует отработки технологии производства и большого объема различных исследований опытного образца. Поэтому было предложено в качестве охладителя наддувочного воздуха применить серийные танковые масляные теплообменники.

Анализ публикаций. Анализ литературных источников показывает, что процесс передачи тепла от одной среды к другой подчиняется закону сохранения и превращения энергии. Количество тепла, переданного от теплоносителя к стенке поверхностью 1 м^2 , определяется по уравнению Ньютона. При этом рассматривается установившийся тепловой режим [1, 2, 3].

Особенности конструкции теплообменников учитываются при помощи коэффициентов:

- оребрения,
- теплоотдачи,
- теплопроводности в зависимости от толщины радиаторных трубок.

Эти коэффициенты определяются теоретически или на основании экспериментальных данных.

Наиболее полно характеристики танковых радиаторов, определенные на основе значительного объема экспериментов представлены в работах [4,5].

Постановка задачи. Радиатор наддувочного воздуха имеет сердцевину серийного масляного радиатора и представляет собой теплообменник перекрестного тока, причем поток наддувочного воздуха движется навстречу потоку охлаждающего воздуха зигзагообразно по трубкам радиатора. Расчет таких радиаторов производится как для противотока [1].

Предполагается, что размеры радиатора уже определены в процессе проектирования. В этом случае целью теплового расчета является определение конечных температур (на выходе из радиатора) наддувочного и охлаждающего воздуха.

Методика теплового расчета. Для проведения теплового расчета необходимы исходные данные, приведенные в таблице 1.

Таблиця 1

| Наименование | | Обозначение | Размерность | Источник |
|--|---|-----------------|-------------------|---|
| Двигатель | Мощность | N_e | л.с. | Паспортные данные двигателя |
| | Частота вращения вала двигателя | $n_{ном}$ | об/мин | |
| | Литраж двигателя | V_h | л | |
| Расход охлаждающего воздуха | | G_B | кг/с | Расчет вентиляторной системы охлаждения |
| Температура охлаждающего воздуха (наружный воздух) | | $t_{ОВ}$ | °С | Назначается |
| Плотность охлаждающего воздуха при $t_{ОВ}$ | | $\rho_{ОВ}$ | кг/м ³ | Вычисляется для условий наружного воздуха |
| Характеристики наддувочного воздуха | Расход | $G_{НВ}$ | кг/с | Паспортные данные двигателя |
| | Температура на входе в радиатор | $t_{НВ0}$ | °С | |
| | Температура на выходе из радиатора (на входе в двигатель) | $t_{НВв}$ | °С | |
| | Максимальное давление | $P_{НВ}$ | Па | |
| | Количество теплоты выделяемое при охлаждении | $Q_{НВ}$ | ккал/ч | |
| | Плотность | $\rho_{НВ}$ | кг/м ³ | |
| Размеры радиатора наддувочного воздуха | Длина трубки | $L_{тр}$ | м | Данные отдела разработчика |
| | Длина фронта | L | м | |
| | Глубина | $L_{НВ}$ | м | |
| | Число рядов | n | — | |
| | Число заходов | Z | — | |
| | Площадь трубок 1-го захода | $F_{тр}^{1зах}$ | м ² | |
| | Количество трубок в 1 заходе | $n_{тр}$ | — | |

Порядок расчета.

1. После преобразования уравнения Клапейрона-Менделеева определяем плотность наддувочного воздуха на выходе компрессора:

$$\rho_{НВ} = \frac{P_{НВ}}{R \cdot T_{НВ}}, \quad (1)$$

где $R = 287,03$ Дж/кг·°К — газовая постоянная воздуха,

$$T_{HB} = 273 + t_{HB0}.$$

Расход наддувочного воздуха через двигатель [2]

$$G_{HB} = \frac{V_n \cdot n_{ном}}{120 \cdot 10^3} \cdot \eta_V \cdot \rho_{HB}, \quad (2)$$

где $h_V = 0,9 \dots 0,95$ — коэффициент наполнения двигателя.

При охлаждении наддувочного воздуха в теплообменнике коэффициент наполнения h_V уменьшается, за счет подогрева воздушного заряда в цилиндрах двигателя в период впуска. Рекомендуется принимать $h_V = 0,91$ [2]

Исходя из размеров радиатора и расходов охлаждающего и наддувочного воздуха определим начальный температурный напор, который может обеспечить радиатор.

Согласно [4] начальный температурный напор в радиаторе определяется из выражения:

$$\Delta t_{нач} = t_{HB0} - t_{B0} = 1,1 Q_{HB} \left\{ \frac{\frac{1}{C_B \cdot G_B} - \frac{1}{C_{HB} \cdot G_{HB}}}{1 - \exp \left[-\kappa \bar{s} \cdot F_{\phi p} \cdot L_{HB} \left(\frac{1}{C_B \cdot G_B} - \frac{1}{C_{HB} \cdot G_{HB}} \right) \right]} + \frac{1}{C_{HB} \cdot G_{HB}} \right\}, \quad (3)$$

где 1,1 — коэффициент запаса, учитывающий неравномерность омывания радиатора потоком воздуха;

$t_{B0} = t_{OB} + \Delta t_{MTO}$ — температура охлаждающего воздуха на входе в радиатор, °С;

Δt_{MTO} — температура нагрева охлаждающего воздуха в отсеке МТО, °С;

$C_B = C_{HB} = 0,24$ ккал/кг·°С — теплоемкость наддувочного и охлаждающего воздуха;

κ — коэффициент теплопередачи, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}}$,

$$\kappa \cdot \bar{s} = f \left(\frac{G_B}{F_{\phi p}}, \varpi_{HB} \right) \text{ — характеристика радиатора, } \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}} \quad [4,5], \quad (4)$$

где \bar{s} — коэффициент компактности, отношение площади охлаждающей поверхности радиатора F к объему радиатора, $\text{м}^2/\text{м}^3$, объем радиатора равен $L_{HB} \cdot F_{\phi p}$;

$$w_{HB} = \frac{G_{HB}}{F_{mp}^{1\text{зax}} \cdot 3600 \cdot \rho_{HB}} \text{ — скорость наддувочного воздуха в радиаторе, м/с;}$$

$$F_{фр} = L \cdot L_{mp} \text{ — фронт радиатора, м}^2.$$

Если $\Delta t_{нач}$, вычисленное по выражению (3) не обеспечивает требуемый начальный температурный напор, то необходимо изменить размеры радиатора.

2. Определение конечных температур наддувочного и охлаждающего воздуха на выходе из радиатора. В работе [1] показано, что температурный напор вдоль поверхности нагрева изменяется по экспоненциальному закону:

$$\Delta t_{кон} = t_{HB\epsilon} - t_{B\epsilon} = \Delta t_{нач} e^{-\left(\frac{1}{G_{HB} \cdot C_{HB}} - \frac{1}{G_{\epsilon} \cdot C_{\epsilon}}\right) \cdot \kappa F}, \quad (5)$$

и таким образом мы получаем разность температур рабочих тел на выходе из радиатора.

Чтобы получить конечные температуры обозначим:

$$W_{HB} = C_{HB} \cdot G_{HB},$$

$$W_B = C_B \cdot G_B.$$

Из уравнения теплового баланса

$$W_{HB} (t_{HB0} - t_{HB\epsilon}) = W_B (t_{B\epsilon} - t_{B0}) \quad (6)$$

имеем:

$$t_{B\epsilon} - t_{B0} = (t_{HB0} - t_{HB\epsilon}) \frac{W_{HB}}{W_B}. \quad (7)$$

Решая совместно уравнения (5) и (6) после ряда преобразований получим для противотока:

$$t_{HB\epsilon} - t_{HB0} = (t_{HB0} - t_{B0}) \frac{1 - \ell^{\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right) \frac{\kappa F}{W_{HB}}}}{1 - \left(\frac{W_{HB}}{W_B}\right) \ell^{-\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right) \frac{\kappa F}{W_{HB}}}}. \quad (8)$$

Введем обозначение:

$$Z = \frac{1 - \ell \left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\frac{\kappa F}{W_{HB}}}}{1 - \left(\frac{W_{HB}}{W_B}\right) \ell^{-\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\frac{\kappa F}{W_{HB}}}}}, \quad (9)$$

учитывая, что

$$\kappa F = \frac{\kappa \bar{s}}{\bar{s}} \cdot \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p} = \kappa \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p}, \quad (10)$$

$$Z = \frac{1 - \ell \left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\frac{\kappa \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p}}{W_{HB}}}}{1 - \left(\frac{W_{HB}}{W_B}\right) \ell^{-\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\frac{\kappa \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p}}{W_{HB}}}}}. \quad (11)$$

Тогда

$$t_{HB0} - t_{HB\epsilon} = \Delta t_{нач} \cdot Z. \quad (12)$$

Из уравнения (6)

$$t_{B\epsilon} - t_{B0} = \Delta t_{нач} \cdot \frac{W_{HB}}{W_B} \cdot Z, \quad (13)$$

а количество переданной теплоты

$$Q = W_{HB} (t_{HB0} - t_{HB\epsilon}). \quad (14)$$

Таким образом, в результате теплового расчета определены конечные температуры наддувочного и охлаждающего воздуха на выходе из теплообменника.

По данной методике были проведены расчеты радиаторов наддувочного воздуха изд. БТР-4Е, которые подтвердили требуемое охлаждение наддувочного воздуха с 200°С до 50°С на входе в двигатель.

Кроме того возможность применения танковых теплообменников в качестве охладителя наддувочного воздуха была подтверждена результатами испытаний [6, 7].

Выводы. Разработана методика теплового расчета охладителя наддувочного воздуха при использовании сердцевин серийных танковых радиаторов.

Расчеты по данной методике и опыт эксплуатации подтвердили обоснованность установки серийных танковых радиаторов в качестве охладителя наддувочного воздуха на изделиях Дозор-Б, БТР-3Е, БТР-4Е.

Литература: 1. Михеев М. А., Михеева И. М., Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1973.–320с. 2. Г. М. Савельев, Е. Н. Зайченко. Турбокомпрессоры и теплообменники наддувочно-

го воздуха автомобильных двигателей, 1983.–96с. 3. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М., «Энергия», 1967. 4. ОСТ В3–1470–82 Системы жидкостного охлаждения дизелей ВГМ. Метод расчета.–143с. 5. Теория и конструкция танка. Т.4. Вопросы конструирования танковых силовых установок. М.:Машиностроение, 1984.–348с. 6. Акт № 4 від 22 січня 2016 року. За результатами типових випробувань бронетранспортера БТР-4Е з альтернативною силовою установкою, специфікація В1318Е сб-2. – Харків: ДП ХКБМ, 2016.– 99с. 7. Акт № 25 від 15 березня 2016 року. Державних випробувань бронетранспортера командирського БТР-4К. – Харків: ДП ХКБМ, 2016.–293с.

Bibliography (transliterated): 1. Miheev M. A., Miheeva I. M., Osnovyi teploperedachi. M., «Energiya», 1973.–320s. 2. G. M. Savelyev, E. N. Zaichenko Turbokompresory i teploobmenniki nadduvchnogo vozduha avtomobilnyih dvigateley , 1983. –96s.3. Keys V. M., London A. L. Kompaknyie teploobmenniki. M., «Energiya», 1967. 4. OST V3–1470–82 Sistemy zhidcostnogo ohlazhdeniya dizeley VGM. Metod rascheta.–143s. 5. Teoriya i konstruktsiya tanka. T.4. Voprosy konstruirovaniya tankovyih silovyih ustanovok. M.: Mashinostroenie, 1984.–348s. 6. Акт № 4 від 22 січня 2016 року. За результатами типових випробувань бронетранспортера БТР-4Е з альтернативною силовою установкою, специфікація В1318Е сб-2.– Харків: ДП ХКБМ, 2016.–99с. 7. Акт № 25 від 15 березня 2016 року. Державних випробувань бронетранспортера командирського БТР-4К.– Харків: ДП ХКБМ, 2016.–293с.

Мушинський Ю. М., Толстолуцький В. О., Угненко О. І., Крот С. Г.

ПРО МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ТАНКОВОГО ТЕПЛОБМІННИКА ДЛЯ
ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ДВИГУНА

У статті наведено дослідження процесу теплообміну танкового теплообмінника при використанні його в якості охолоджувача наддувального повітря.

Muschinskiy Y. M., Tolstolutskiy V. A., Ugnenko O. I., Krot S. G.

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТАНКОВОГО ТЕПЛОБМЕННИКА ДЛЯ
ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА ДВИГАТЕЛЯ

В статье приведено исследование процесса теплообмена танкового теплообменника при использовании его в качестве охладителя наддувального воздуха.

Muschinskiy Y. M., Tolstolutskiy V. A., Ugnenko O. I., Krot S. G.

ON THE POSSIBILITY OF USING TANK HEAT EXCHANGER FOR INTERCOOLING
OF THE ENGINE BOOST AIR

The article describes an examination of heat exchange process of the tank heat exchanger when using it for the engine boost air cooling.