

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОЛНОРАЗМЕРНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТАНКА БМ «ОПЛОТ»

Актуальность проблемы. Рассматриваются вопросы отвода тепла в систему охлаждения и его утилизация эжекционной системой охлаждения. Оценочным показателем эффективности теплообменника является его способность сохранить тепловое равновесие в наиболее сложных режимах эксплуатации танка «Оплот» с двигателем мощностью 882 кВт (1200 л.с.), т.е. обеспечить температуру охлаждающей жидкости на уровне не более 130 °С при температуре окружающего воздуха 55°С при длительном движении на внешней характеристике двигателя в скоростном режиме.

Задача отвода тепла всегда сопряжена с целым рядом ограничений, главными из которых являются обеспечение требуемого расхода воздуха через теплообменники при ограниченном фронте самих теплообменников. Поэтому на первый план выходят проблемы создания такого теплообменника, который бы в условиях указанных ограничений мог бы обеспечить полный съем тепла на указанных критических режимах внешней характеристики двигателя. При правильном выборе охлаждающей поверхности водяных трубок и охлаждающих пластин такая задача решается практически на грани технических возможностей. Характеристика радиаторов зависит, в основном, от скорости воздуха и жидкого теплоносителя. Такая характеристика с достаточной степенью точности может быть определена только экспериментальным путем, что само по себе имеет определенные трудности, т.к. необходимо специальное стендовое оборудование.

При стендовых испытаниях теплообменников системы охлаждения использовались полноразмерные радиаторы танка БМ «Оплот» с полной имитацией режимов по воздуху и теплоносителю.

В танке расход воздуха через радиаторы обеспечивается эжектором, работающим на энергии выпускных газов. Для съема увеличенного количества тепла от двигателя в сравнении с танком Т-80УД была проведена оптимизация самого эжектора. Величина противодавления на выпуске ограничивается для любого двигателя на уровне не более 3 Па. Более высокие значения величины противодавления приводят к увеличению объектовых потерь мощности двигателя. Экспериментальные исследования по определению влияния величины противодавления на объектовые потери мощности показали, что на каждый 1 Па затрачивается 25...40 л.с. мощности двигателя. Суммарные потери мощности на выпуск отработавших газов складываются, в основном, из двух составляющих – скоростного напора газа на сопловом аппарате эжектора и потерь статического давления в самом газоходе.

Величина скоростного напора на сопловом аппарате является основной функциональной зависимостью, определяющей эффективность самого эжектора, т.е. возможностью создания циркуляции воздуха через пакет радиаторов в таких количествах, при которых могли бы быть обеспечены условия теплового равновесия.

В упрощенном виде характеристика эжектора для режима нестационарного потока газов может быть выражена следующей зависимостью:

$$\frac{\Delta P}{\bar{\eta}} = \frac{2}{\bar{m}} + \frac{1 + \xi_{ex}}{\bar{m}^2} \left(\frac{q}{\sqrt{\Delta}} \right)^2 - \frac{A}{\bar{m}^2} \left(1 + \frac{q}{\sqrt{\Delta}} \right).$$

Величины $(\bar{\eta})$ и (\bar{m}) являются безразмерными обобщенными координатами, связывающими характеристики эжектора при работе на стационарном и пульсирующем потоке. Величина (m) является функцией степени напорности или расходности эжектора и определяется соотношением $\left(\frac{F_{ks}}{F_c} \right)$, т.е. отношением площади камеры смешения (F_{ks}) к площади сопел соплового аппарата эжектора (F_c) .

Величина (q) является степенью повышения расхода воздуха через пакет радиаторов (G_2) по отношению к расходу газов через сопловой аппарат (G_1) , т.е.

$$q = \frac{G_2}{G_1}.$$

Величина $(\sqrt{\Delta})$ – поправочный температурный коэффициент, определяющий величины искомой температуры для которой проводится расчет эжектора.

В более простом виде выбор основных геометрических характеристик эжектора, определяющихся параметром (A) , можно представить в виде элементарного уравнения эжектора, полагая, что режим истечения газа является стационарным:

$$\Delta P_{\max} = \frac{2}{m} - \frac{A}{m^2}.$$

Значение коэффициента качества эжектора (A) , характеризующее уровень энергии газового потока на выходе из диффузора, определяется по результатам макетирования и предварительных испытаний.

Максимальная производительность эжектора $(Q_{\text{эж}})$ либо его напорность (ΔP_{\max}) в размерных координатах определяется для случая $\Delta P = 0$, в этом случае $(q_{\text{эж}})$ равно максимальному значению.

Таким образом, выбор характеристики эжектора основывается на необходимости создания через фронт теплообменника скорости потока воздуха, способного отвести тепло, выделяемое двигателем на режимах скоростной либо нагрузочной характеристики при температуре окружающего воздуха до 55 °С.

Однако на производительность эжектора большое влияние оказывает и величина аэродинамического сопротивления самого теплообменника, которая определяется по результатам стендовых натурных испытаний.

Величина сопротивления определяется выбранной величиной расстояния между охлаждающими пластинами, их формой и наличием турбулизаторов. В меньшей мере на величину сопротивления оказывает форма расположения радиаторных трубок (шахматное либо коридорное), расстояние между ними и размеры самих трубок.

Создание определенной скорости потока воздуха влияет и на производительность эжектора. С увеличением аэродинамического сопротивления пакета радиаторов снижается производительность эжектора по следующей зависимости:

$$G_1 = G_0 G_{\text{ex}},$$

где G_{ex} – коэффициент сопротивления, равный $\left(1 - \frac{G_{\text{ex}}}{10330}\right)$.

Следовательно, производительность эжектора (G_1) будет уменьшаться с ростом аэродинамического сопротивления.

Величина теплоотдачи и величина аэродинамического сопротивления находится в тесной зависимости и выбор их значений, естественно, основывается как на характеристике эжектора, так и на необходимости обеспечения заданных условий отвода тепла.

Третья характеристика теплообменника представляет собой зависимость гидравлического сопротивления от скорости (расхода) охлаждающей жидкости через теплообменник

$$\Delta P_2 = f(G_g).$$

Гидравлическое сопротивление с одной стороны определяется формой и количеством трубок в самом теплообменнике, выбором оптимальной скорости течения теплоносителя с учетом максимальной интенсификации процесса теплообмена между теплоносителем и охлаждающими пластинами.

Схема стенда для определения характеристик теплообменников приведена на рисунке.

Краткая характеристика стенда:

- максимальный расход воздуха через радиаторы создается вентилятором и составляет до 10,0 кг/с;
- расход жидкого теплоносителя обеспечивается водяным насосом и составляет до 90,0 т/ч при сопротивлении сети до 34 Па;
- подогрев теплоносителя до температуры ~120...130°С осуществляется ТЭнами, общей мощностью до 120 кВт.

Измеряемые величины:

– расход воздуха через теплообменники осуществляется мерной диафрагмой, установленной в трубе диаметром 0.8м и длиной 16м;

– расход теплоносителя определяется мерной диафрагмой, установленной в мерном участке трассы с соблюдением условий выравнивания давления до и после диафрагмы.

Расчет расходов воздуха и теплоносителя выполняется по перепаду давлений до и после диафрагм по формулам:

$$G_в = K_1 \sqrt{\Delta P_в \rho_в} \quad \text{– для воздуха,}$$

$$G_{охл} = K_2 \sqrt{\Delta P_{охл} \rho_{охл}} \quad \text{– для жидкого теплоносителя,}$$

– коэффициенты K_1 и K_2 определяются в соответствии с Правилами измерений;

– $\rho_в$ и $\rho_{охл}$ – плотность воздуха и теплоносителя при соответствующих температурах в момент измерения.

Измерение температур теплоносителя на входе и выходе из теплообменника производилось термометрами сопротивления ТСМ градуировки 23 в комплекте частотно цифровыми частотомерами Ф206, с погрешностью $\pm 0,3^\circ\text{C}$.

Аэродинамическое сопротивление теплообменников измерялось датчиками давления с точностью до 0.01 Па.

В процессе испытаний изменялись основные параметры расходов воздуха и теплоносителя в диапазоне, соответствующем работе двигателя на режимах реальной эксплуатации танка и ограничивались режимом внешней скоростной характеристики.

Характеристики теплоотдачи теплообменников оценивались из уравнений теплового баланса по воздуху и теплоносителю. В случае, если расхождение между тепловым балансом не превышало $\pm 5\%$, осуществлялся переход на следующий режим.

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = G_1 C_1 (t_1' - t_1'') = G_2 C_2 (t_2' - t_2''),$$

где G_1, C_1, t_1', t_1'' – расходы, теплоемкость и температуры «горячего» теплоносителя; G_2, C_2, t_2', t_2'' – расходы, теплоемкость и температуры «холодного» теплоносителя.

Полученная в стендовых условиях величина теплоотдачи теплообменников приводилась к расчетному температурному напору по формуле:

$$Q = Q' \frac{\Delta t}{t_1' - t_2'},$$

где Q – приведенная величина теплосъема; Q' – величина теплосъема, полученная при стендовых испытаниях; Δt – расчетный температурный напор; t_1' и t_2' – температура теплоносителя на входе и выходе из теплообменника.

По результатам испытаний определялась характеристика аэродинамического сопротивления в зависимости от расхода воздуха через теплообменник $\Delta P_{аэп} = f(G_в)$.

При этом величина расхода воздуха изменялась в широком диапазоне, соответствующем объектовым режимам эксплуатации танка.

Для корректности сравнения величины сопротивления, последняя приводилась к стандартным условиям

$$P_в = 760 \text{ мм рт.ст. и } t_в = 20^\circ\text{C}.$$

Приведение измеренных величин сопротивлений осуществлялось по формуле:

$$\Delta P_{\text{аэп}} = \Delta P'_{\text{аэп}} \frac{P_{\text{б}}}{273 + t_{\text{окр}}} \cdot \frac{293}{760},$$

где $\Delta P'_{\text{аэп}}$ – измеренная величина сопротивления; $P_{\text{б}}$, $t_{\text{окр}}$ – давление и температура воздуха при испытаниях.

Гидравлическое сопротивление пакета теплообменников определялось как функция скорости движения теплоносителя в трубках в диапазоне рабочих характеристик танка и ограничивалась максимальной производительностью водяного насоса двигателя на уровне 40 т/ч. Гидравлическое сопротивление определяется на «горячем» теплоносителе, температура которого поддерживалась на уровне $80^{\pm 2}$ °С.

По результатам испытаний проведена оценка конструктивных элементов теплообменников и возможность использования их в танке БМ «Оплот» с двигателем мощностью 882 кВт (1200 л.с.).

Выводы

1. Созданная для танка БМ «Оплот» эжекционная система охлаждения с реальной характеристикой сети способна обеспечить расход воздуха на внешней скоростной характеристике двигателя – 7,5 кг/с. С учетом того, что фронт радиаторов системы охлаждения равен 1,12 м², скорость воздуха, приведенная к единице площади (Y_j), равна 6,8 кг/с /м².

2. В этом режиме обеспечивается съем тепла с теплообменников на уровне $270 \cdot 10^3$ ккал/ч, что соответствует теплоотдаче двигателя в охлаждающую жидкость для танка БМ «Оплот» и обеспечивает эксплуатацию танка при температуре окружающего воздуха 50...55°С.

Литература

1. Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Климов В.Ф. Техническая термодинамика и теплопередача в компактных теплообменниках транспортных машин, Харьков НТУ «ХПИ» 2006г.:244 с.

УДК 623.48.32.

Колбасов О.М.

СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ ПОВНОРОЗМІРНИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ ТАНКА БМ «ОПЛОТ»

У статті приведені основні напрямки випробувань теплообмінників системи охолодження танка БМ «Оплот» на стенді "Велика аеродинамічна труба", які дозволяють випробування натурних зразків і оцінки їх аеродинамічних, гідравлічних та теплотехнічних характеристик.

Kolbasov O.M.

BENCH TESTS OF FULL SCALE HEAT EXCHANGERS FOR "OPLOT" MAIN BATTLE TANK

The main approaches to bench tests in big wind tunnel of heat exchangers for cooling system of "Oplot" MB tank are presented. It let to test the industrially manufactured units and estimate their aerodynamic, hydraulic and thermal characteristics.