УДК 621.43.068

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООТДАЧИ В СИСТЕМЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ТЕПЛОВОЗА - РАЗБАВЛЯЮЩЕМ ТУННЕЛЕ

Поливянчук А.П.

MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER IN THE SYSTEM OF ECOLOGICAL DIAGNOSTICS LOCOMOTIVE - IN THE DILUTION TUNNEL

Polivyanchuk A.P.

Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса теплоотдачи на границе поток-стенка туннеля в системах диагностики массовых выбросов твердых частиц от локомотивных двигателей: математическое описание процесса теплоотдачи, методика экспериментальных исследований, критериальное уравнение для расчета теплоотдачи в туннеле. Рис.4, Табл.2, Ист.10.

Ключевые слова: *тепловозный дизель, отработавшие газы, экологическая диагностика, разбавляющий туннель, теплоотдача, критериальное уравнение.*

В настоящее время перспективными системами диагностики массовых выбросов твердых частиц (ТЧ) от локомотивов являются экономичные, удобные в эксплуатации микротуннели (МКТ) ([1]). МКТ – измерительная система, в которой осуществляется разбавление малой части потока отработавших газов (ОГ) локомотивного дизеля (ЛД) (0,01…0,05% от полного количества ОГ) воздухом в специальном трубопроводе (туннеле) с последующим измерением (гравиметрическим методом) концентрации ТЧ в разбавленных ОГ ([2]). Процедура разбавления ОГ воздухом в системах диагностики выбросов ТЧ применяется с целью имитации естественного процесса формирования структуры дизельных ТЧ, протекающего при рассеивании ОГ ЛД в атмосфере. Существенным преимуществом МКТ перед другими системами контроля выбросов дизельных ТЧ (минитуннелями (МТ) и системами разбавления полного потока ОГ - полнопоточными туннелями (ПТ)) является компактность МКТ (трубопроводы разбавления ОГ различных туннелей имеют следующие геометрические размеры (диаметр × длина, см): МКТ – 3,5…5 × 40…60; МТ – 7,5…10 × 75…100; ПТ – 125…200 × 1250…2000). Принцип действия МКТ и методика проведения экологического контроля выбросов ТЧ с ОГ локомотивов описаны в работах [3, 4].

Одним из основных требований, предъявляемых к МКТ, является обеспечение полнопоточных условий разбавления ОГ ЛД в туннеле: температура и степень разбавления ОГ воздухом в МКТ должны быть такими же как в эталонной (полнопоточной) системе ([1, 5]). Для выполнения указанного требования необходимо уметь рассчитывать параметры процесса разбавления ОГ в ПТ на различных режимах работы ЛД. При решении данной задачи возникают затруднения, связанные с определением среднего коэффициента теплоотдачи на границе поток разбавленных ОГ – стенка туннеля $\alpha_{п\text{-}с}$ в эталонной системе, так как процесс теплоотдачи в туннеле не исследован.

Специалистами Харьковского национального университета городского хозяйства им. А.Н. Бекетова и Восточноукраинского национального университета им. В. Даля проведены комплексные исследования процесса теплоотдачи, протекающего в туннеле, в ходе которых выполнены следующие работы:

- разработаны: математическое описание процесса теплоотдачи, протекающего в туннеле, экспериментальная установка для определения коэффициента $\alpha_{п\text{-}с}$ и методика экспериментальных исследований;
- опытным путем получено критериальное уравнение, описывающее теплоотдачу в любом туннеле (МКТ, МТ, ПТ).

Ниже представлены результаты проведенных исследований.

Математическое описание процесса теплоотдачи, протекающего в туннеле

В математическое описание процесса теплоотдачи на границе поток-стенка туннеля входят: система дифференциальных уравнений теплообмена, состоящая из уравнений энергии, движения, сплошности и теплоотдачи, а также условия однозначности, описывающие конкретный туннель. При разработке математического описания были приняты следующие допущения:

1. Рассматриваемые процессы теплообмена являются стационарными.

2. Рабочим телом является нагретый воздух.

3. Все туннели геометрически подобны.

4. Влияние гравитационных сил и вихревых потоков на теплоотдачу незначительно.

5. Изобарная теплоемкость рабочего тела c_p постоянна.

6. Скорости и температуры потоков, поступающих в туннель, распределены равномерно по сечению трубопровода подвода рабочего тела (ТП) и отверстию диафрагмы.

7. Температура стенки трубопровода разбавления постоянна.

Рассмотрим туннель в декартовой системе координат, начало которой расположено в центре входного сечения трубопровода разбавления, а ось x совпадает с осью туннеля (рис.1).

Введем следующие обозначения:

- площади поперечных сечений: ТП – $F_{тп}$, отверстия диафрагмы – $F_д$, туннеля – $F_т$;

- массовые расходы потоков: нагретого воздуха – $G_н$, холодного воздуха – $G_х$, разбавленного рабочего тела в туннеле – $G_т$;

- плотности потоков: нагретого воздуха – $\rho_н$, холодного воздуха – $\rho_х$, текущее значение – ρ;

- температуры: стенки туннеля – $t_с$, потоков: нагретого воздуха – $t_н$, холодного воздуха – $t_х$; текущее значение - t;

- температурные напоры потоков: нагретого воздуха – $\vartheta_н = t_н - t_c$, холодного воздуха – $\vartheta_x = t_x - t_c$, текущее значение - $\vartheta = t - t_c$;

- скорости потоков: нагретого воздуха – $v_н$, холодного воздуха – $v_х$, текущее значение – v;

- коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей и температур потоков, поступающих в туннель - $k_V = v_Н / v_X$, $k_T = T_Н / T_X$ ($T_н$, $T_х$ – абсолютные температуры потоков нагретого и холодного воздуха);

- степени «затенения» поперечного сечения туннеля и отверстия диафрагмы трубопроводом ТП - $\varepsilon_1 = F_{тп} / F_т$ и $\varepsilon_2 = F_{тп} / F_Д$;

- начальная среднемассовая температура суммарного потока:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_T} \rho v t df}{\int_0^{F_T} \rho v df} = \frac{G_í t_í - \left(G_ð - G_í\right) t_ð}{G_ð} = \tag{1}$$

$$= \frac{k_v \varepsilon_2}{k_v \varepsilon_2 + k_T\left(1 - \varepsilon_2\right)}\left(t_í - t_ð\right) + t_ð$$

(здесь принято:

$$\frac{G_н}{G_т} = \frac{\rho_н v_н F_{тп}}{\rho_н v_н F_{тп} + \rho_х v_х F_д} = \frac{k_V \varepsilon_2}{k_V \varepsilon_2 + k_T\left(1 - \varepsilon_2\right)};$$

$\rho_X / \rho_Н = k_T$);

- конечная среднемассовая температура суммарного потока - $\bar{t}_К$;

- начальный и конечный среднемассовые температурные напоры суммарного потока - $\bar{\vartheta}_0 = \bar{t}_0 - t_c$ и $\bar{\vartheta}_К = \bar{t}к - t_c$;

- приведенная к температуре $t_х$ скорость суммарного потока $v_{пр} = G_т / \rho_X F_т$;

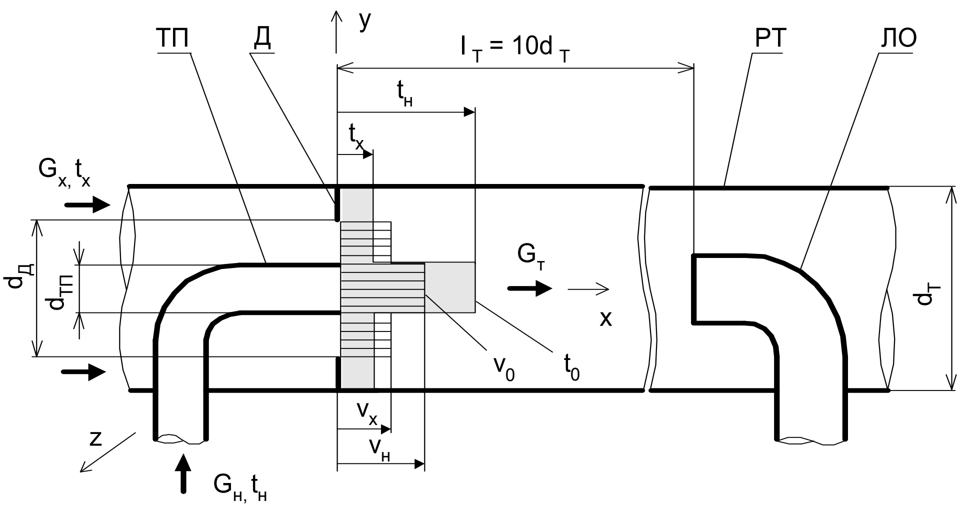

Рис.1. Схема процесса разбавления рабочего тела воздухом в туннеле

ТП – трубопровод подвода рабочего тела (нагретого воздуха); Д – диафрагма;
РТ – разбавляющий туннель; ЛО – линия отбора проб ТЧ; v_0, t_0 – профили скоростей и температур потока разбавленного рабочего тела в начальном сечении туннеля; $G_х$, $G_н$, $t_х$, $t_н$ – массовые расходы и температуры потоков холодного и нагретого воздуха соответственно; $G_т$ – массовый расход в туннеле

- начальная среднемассовая скорость суммарного потока:

$$\bar{v}_0 = \frac{\int_0^{F_T} \rho v df}{\int_0^{F_T} \rho df} = \frac{G_ò}{\rho_í F_{òï} + \rho_õ \left(F_ò - F_{òï}\right)} = \qquad (2)$$

$$= v_{ïð} \frac{k_T}{\varepsilon_1 + k_T \left(1 - \varepsilon_1\right)}.$$

Используя введенные обозначения, получим выражения для определения скоростей потоков $v_н$ и $v_х$:

$$v_н = \frac{G_н}{\rho_н F_{тп}} = v_{пр} \frac{k_v k_T \varepsilon_2}{\left(k_v \varepsilon_2 + k_T \left(1 - \varepsilon_1\right)\right)\varepsilon_1}; \qquad (3)$$

$$v_x = \frac{G_x}{\rho_x \left(F_Д - F_{тп}\right)} = v_{пр} \frac{k_T \varepsilon_2}{\left(k_v \varepsilon_2 + k_T \left(1 - \varepsilon_1\right)\right)\varepsilon_1}. \qquad (4)$$

Запишем систему дифференциальных уравнений процесса теплообмена в туннеле, с учетом принятых допущений и введенных обозначений.

Уравнение энергии:

$$c_P \left(\rho \vec{v}, \operatorname{grad} \vartheta\right) = -\operatorname{div} \vec{q}, \qquad (5)$$

где $\vec{v}$ - вектор скорости потока, $\vec{q}$ - вектор плотности теплового потока.

Полагая, что перенос тепла теплопроводностью в радиальном направлении намного больше, чем в осевом а радиальные составляющие вектора скорости потока намного меньше осевых, преобразуем выражение (3) к следующему виду:

$$c_p \rho v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}, \qquad (6)$$

где v_x – проекция вектора $\vec{v}$ на ось x; q_y, q_z – проекции вектора $\vec{q}$ на оси y и z.

Так как режим течения суммарного потока в туннеле турбулентный, то для нахождения проекций q_y и q_z следует использовать выражения:

$$q_y = -\left(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho\right) \frac{\partial \vartheta}{\partial y}; \; q_z = -\left(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho\right) \frac{\partial \vartheta}{\partial z},$$

где λ – коэффициент теплопроводности потока, ε_q – кинематический коэффициент турбулентного переноса тепла.

Подставив данные выражения в формулу (6), получим:

$$v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = a \left(\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a}\right) \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a}\right) \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) \right), \qquad (7)$$

где $a = \lambda / c_p \rho$ – коэффициент температуропроводности потока.

Уравнение движения:

$$\rho \frac{Dv}{D\tau} = -\operatorname{div}\left(\vec{\vec{p}}\right), \qquad (8)$$

где $Dv / D\tau$ - субстанциальная производная скорости потока по времени; $\vec{\vec{p}}$ - тензор напряжения.

Для рассматриваемого случая теплообмена уравнение (8) может быть приведено к следующему виду:

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} = \nu \left(\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu}\right) \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu}\right) \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right) \end{aligned} \right), \qquad (9)$$

где v_x, v_y, v_z – проекции вектора $\vec{v}$ на соответствующие оси координат; ν - кинематическая вязкость потока; ε_s - кинематический коэффициент переноса количества движения.

При выводе выражения (9) учитывалось, что радиальные составляющие вектора скорости потока (v_y, v_z) намного меньше осевой (v_x), а перенос количества движения, обусловленный вязкостью потока, в радиальном направлении во много раз больше, чем в осевом.

Кинематические коэффициенты, входящие в выражения (7) и (9), определяются следующим образом:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = \left(\chi \left(r_т - r\right)\right)^2 \frac{\partial v_x}{\partial r}, \qquad (10)$$

где χ - безразмерная величина, которую в первом приближении принимаем равной 0,4 ([6]), r – текущий радиус, $r_т$ – радиус туннеля.

Преобразуем выражение (10), используя формулу для определения производной по заданному направлению:

$$\begin{aligned} \varepsilon_q = \varepsilon_s &= \left(\chi \left(r_ò - r\right)\right)^2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \frac{y}{r} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \frac{z}{r} \right) = \\ &= \frac{\left(\chi \left(r_ò - r\right)\right)^2}{\sqrt{y^2 + z^2}} \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} y + \frac{\partial v_x}{\partial z} z \right). \end{aligned} \qquad (11)$$

Уравнение сплошности:

$$\operatorname{div}\left(\rho \vec{v}\right) = 0. \qquad (12)$$

Уравнение теплоотдачи:

$$\alpha_{п-с} = -\frac{\lambda}{\vartheta} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{r = r_T}, \qquad (13)$$

где $\alpha_{п-с}$ - коэффициент теплоотдачи на границе поток-стенка туннеля.

Выражения (7), (9), (11) - (13) образуют систему дифференциальных уравнений, описывающих процесс теплообмена, протекающий в туннеле. Для того, чтобы замкнуть данную систему и описать конкретный туннель, к данным уравнениям добавим следующие условия однозначности.

Геометрические условия. Туннель – гладкая круглая труба с внутренним диаметром $d_т$ и длиной $l_т = 10d_т$, в начальном участке которой концентрично расположены: выходной патрубок ТП с внутренним диаметром $d_{тп}$ и диафрагма с диаметром отверстия $d_д$.

Физические условия. Рабочим телом является воздух, физические свойства которого определяются с помощью следующих выражений ([7]):

$\rho = \rho_0 T_0 / T$, кг/м^3, (ρ_0 = 1,2096 кг/м^3, T_0 = 293 °К - плотность и абсолютная температура воздуха при нормальных условиях, T – абсолютная температура воздуха, °К),

$\lambda = 24 \cdot 10^{-3} (T/T_0)^{0,82}$, Вт/м °С,

$\nu = 13,2 \cdot 10^{-6} (T/T_0)^{1,683}$, м^2/с

c_P =1,005 кДж/кг,

Граничные условия.

А) при x = 0 (начальное сечение туннеля):

если $r \le d_{тп}/2$: $v_x = v_н$, $v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_н$;

если $d_{тп}/2 \le r \le d_д/2$: $v_x = v_x$, $v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$;

если $d_д/2 \le r \le d_т/2$: $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$;

Б) при $0 \le x \le l_т$ и $r = d_т/2$ (поверхность стенки туннеля):

$v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = 0$.

Приведем уравнения (7), (9), (11) - (13) и условия однозначности к безразмерному виду. Для этого выберем в качестве масштабов приведения для линейных размеров и координат – диаметр туннеля $d_т$, для температурных напоров – начальный среднемассовый температурный напор $\bar{\vartheta}_0$, для скоростей – начальную среднемассовую скорость $\bar{v}_0$. Обозначим: $X = x/d_т$, $Y = y/d_т$, $Z = z/d_т$, $R = r/d_т = (X^2+Y^2)^{1/2}$; $V_X = v_x/\bar{v}_0$, $V_Y = v_y/\bar{v}_0$, $V_Z = v_z/\bar{v}_0$, $\Theta = \vartheta/\bar{\vartheta}_0$.

Подставим в уравнения (7), (9), (11) - (13) вместо величин x, y, z, v_x, v_y, v_z и ϑ соответствующие им произведения $Xd_т$, $Yd_т$, $Zd_т$, $V_X \bar{v}_0$, $V_Y \bar{v}_0$, $V_Z \bar{v}_0$, $\Theta \bar{\vartheta}_0$. После проведения необходимых преобразований получим:

уравнение энергии (с безразмерными переменными):

$$\operatorname{Re}\Pr V_X \frac{\partial(\Theta)}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_q}{a}\right)\frac{\partial(\Theta)}{\partial Y}\right) + \frac{\partial}{\partial Z}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_q}{a}\right)\frac{\partial(\Theta)}{\partial Z}\right); \quad (14)$$

уравнение движения (с безразмерными переменными):

$$\operatorname{Re} V_X \frac{\partial V_X}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_s}{\nu}\right)\left(\frac{\partial V_X}{\partial Y}+\frac{\partial V_Y}{\partial X}\right)\right) + \frac{\partial}{\partial Z}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_s}{\nu}\right)\left(\frac{\partial V_Z}{\partial X}+\frac{\partial V_X}{\partial Z}\right)\right); \quad (15)$$

уравнение сплошности (с безразмерными переменными):

$$\operatorname{div}\left(\rho\vec{V}\right) = 0; \quad (16)$$

уравнение теплоотдачи (с безразмерными переменными):

$$\mathrm{Nu} = -\frac{1}{\Theta}\left(\frac{\partial\Theta}{\partial R}\right)_{R=1/2}; \quad (17)$$

выражение для определения кинематических коэффициентов:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = \frac{\operatorname{Re}}{\nu}\frac{\left(\chi(0,5-R)\right)^2}{\sqrt{Y^2+Z^2}}\left(\frac{\partial V_X}{\partial Y}Y + \frac{\partial V_X}{\partial Z}Z\right). \quad (18)$$

В уравнениях (14) – (18) обозначены: $\operatorname{Re} = \bar{v}_0 d_т/\nu$ - число Рейнольдса; $\Pr = \nu/a$ - число Прандтля; $\mathrm{Nu} = \alpha_{п-с} d_т/\lambda$ - число Нуссельта. В качестве определяющей температуры для вычисления ρ, λ и ν выбрана начальная среднемассовая температура суммарного потока - $\bar{t}_0$.

Приведя к безразмерному виду условия однозначности, получим.

Геометрические условия. Туннель – гладкая круглая труба с безразмерными диаметром $D_т$ = 1 и длиной $L_т$ = 10, внутри которой концентрично расположены: патрубок ТП (внутренний диаметр $D_{тп} = (\varepsilon_1)^{1/2}$) и диафрагма (диаметр отверстия $D_д = (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}$).

Граничные условия.

А) при X = 0 (начальное сечение туннеля):

если $R \le (\varepsilon_1)^{1/2}/2$: $V_X = (k_v k_T f(\varepsilon_1)+k_v)/(k_T f(\varepsilon_2)+1)$, $V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \vartheta_н/\bar{\vartheta}_0$; (где $f(\varepsilon_1) = (1/\varepsilon_1)-1$; $f(\varepsilon_2) = (1/\varepsilon_2)-1$);

если $(\varepsilon_1)^{1/2}/2 \le R \le (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2$: $V_X = (k_T f(\varepsilon_1)+1)/(k_T f(\varepsilon_2)+1)$, $V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \vartheta_x/\bar{\vartheta}_0$;

если $(\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2 \le R \le 1/2$: $V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \vartheta_x/\bar{\vartheta}_0$.

Б) при $0 \le X \le 10$ и R = 1/2 (поверхность стенки туннеля):

$V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = 0$.

Система дифференциальных уравнений (14) – (18) и условия однозначности в безразмерном виде являются общими для всех туннелей. Они описывают процесс теплоотдачи в туннеле, условия разбавления рабочего тела в котором характеризуются безразмерными комплексами Re, k_T и k_v (число Прандтля для воздуха – постоянная величина). Таким образом, теплоотдача в туннеле (число Nu) является функцией 3-х переменных:

$$\mathrm{Nu} = f(\operatorname{Re}, k_T, k_v) \quad (19)$$

Установление зависимости (19) в диапазоне значений параметров Re, k_T и k_v, соответствующих реальным условиям испытаний локомотивов, осуществлялось экспериментальным путем.

Экспериментальная установка, методика проведения эксперимента и результаты исследований

Реальные режимы разбавления рабочего тела в различных системах диагностики выбросов ТЧ от ЛД моделировались с помощью специальной экспериментальной установки (рис. 2, 3). Установка позволяет измерять коэффициент $\alpha_{п-с}$ и определять число Nu при различных значениях параметров, влияющих на теплоотдачу в туннеле, изменяющихся в диапазонах: Re – 4 000…500 000; k_T – 1,28…1,97; k_v - 0.6…3,0.

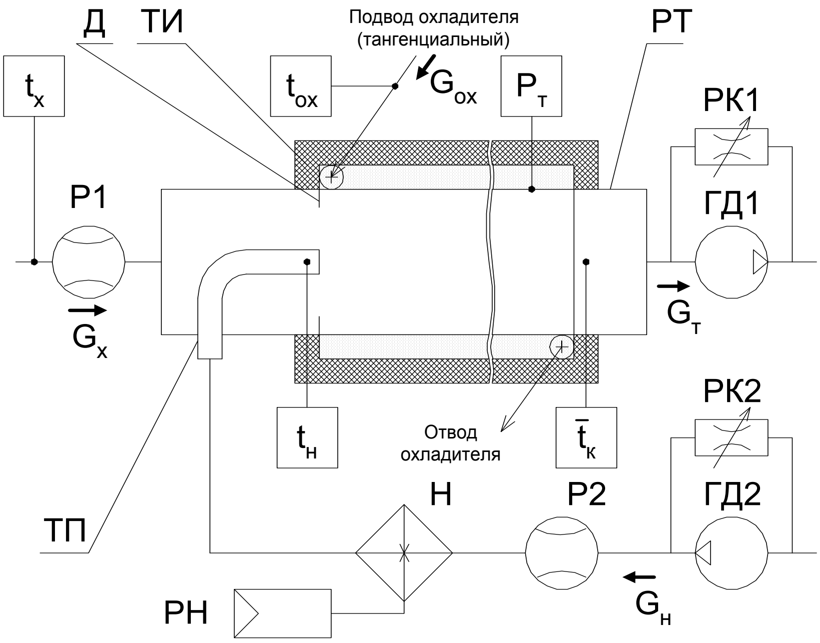

Рис. 2. Схема установки для исследования процесса теплоотдачи в туннеле
ТП – трубопровод подвода рабочего тела; Р1, Р2 - расходомеры; Д – диафрагма; ТИ – теплоизоляция;
РТ – разбавляющий туннель; РК1, РК2 – регулирующие клапаны; ГД1, ГД2 – газодувки;
Н – нагреватель; РН – регулятор напряжения

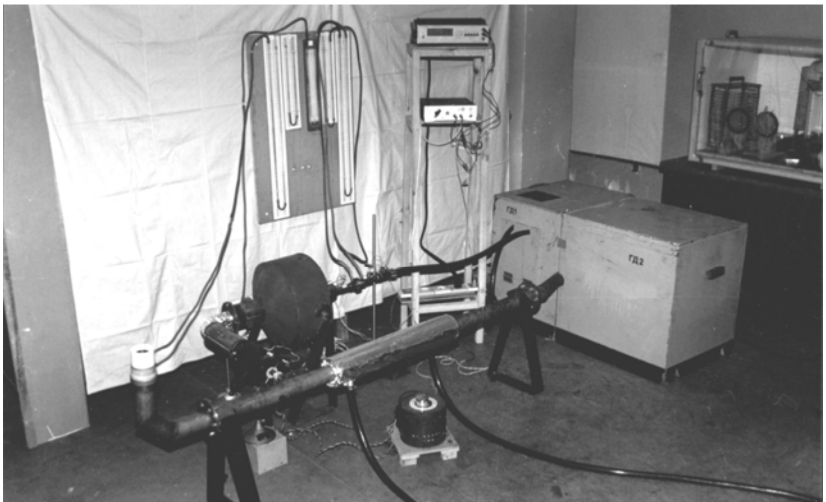

Рис.3. Экспериментальная установка для исследования теплоотдачи в туннеле

Основным элементом установки является разбавляющий туннель РТ, имеющий внутренний диаметр 51 мм и длину участка разбавления 510 мм. В начальном сечении РТ концентрично установлены: трубопровод подвода рабочего тела с внутренним диаметром 10,2 мм ($\varepsilon_1 = 0{,}04$) и диафрагма с диаметром отверстия 43,5 мм ($\varepsilon_2 = 0{,}055$). В туннеле осуществляется смешивание двух потоков – нагретого и холодного воздуха при заданных значениях параметров, влияющих на теплоотдачу. Требуемые для каждого опыта значения параметров потоков – $t_н$, $G_н$ и $G_х$ определялись с помощью выражений:

$$t_н = t_х k_T - 273\,;$$

$$G_н = G_т \frac{k_v \varepsilon_2}{k_v \varepsilon_2 + k_T (1 - \varepsilon_1)}$$ (см. выражение (1)); $G_х = G_т - G_н$;

$$G_т = \bar{v}_0 F_т \rho_т = \frac{\mathrm{Re}\, \nu_т}{d_т} F_т \rho_т\,,$$

где $\rho_т$ и $\nu_т$ - плотность и кинематическая вязкость суммарного потока при температуре $\bar{t}_0$.

В каждом опыте определялась температура суммарного потока в конце участка смешивания - $\bar{t}_к$ (с использованием зонда полного торможения), с помощью которой рассчитывались коэффициент теплоотдачи $\alpha_{п-с}$ и критерий Nu:

$$\alpha_{п-с} = \frac{q_{п-с}}{\vartheta_{ср}}, \ Nu = \frac{\alpha_{п-с} d_т}{\lambda_т},$$

где $q_{п-с} = c_p G_т (\bar{t}_к - \bar{t}_0) / F_т$ - средний тепловой поток через стенку туннеля; $\bar{\vartheta}_{ср} = (\bar{\vartheta}_0 + \bar{\vartheta}_к)/2$ - средний среднемассовый температурный напор; $\lambda_т$ - коэффициент теплопроводности суммарного потока при температуре $\bar{t}_0$.

Постоянство температуры стенки туннеля в ходе испытаний обеспечивалось путем охлаждения наружной поверхности РТ водой, массовый расход которой $G_{ох}$ устанавливался таким, чтобы одновременно выполнялись два условия:

а) максимальный нагрев охладителя вследствие теплопередачи через стенку туннеля $\Delta t^{max}_{ох}$ не должен превышать ±0,1ºС:

$$G_{ох} \geq q^{max}_{п-с} / (c^{ох}_p \Delta t^{max}_{ох}),$$

где $q^{max}_{п-с}$ – максимальный тепловой поток через стенку туннеля в ходе испытаний (1,4 кВт/м^2), $c_p^{ох}$ – удельная теплоемкость охладителя;

б) максимальная разность между температурой охладителя и температурой стенки $\Delta t^{max}_{ох-с}$ не должна превышать ±0,01ºС:

$$\Delta t^{max}_{ох-с} \leq q^{max}_{п-с} / \alpha_{ох-с},$$

где $\alpha_{ох-с}$ – коэффициент теплоотдачи на границе охладитель-стенка, определяемый с помощью соотношения, описывающего теплоотдачу в кольцевых зазорах ([8]), и зависящий от $G_{ох}$ (кольцевой зазор канала охладителя установки - 13мм).

Массовый расход охладителя в ходе испытаний - $G_{ох}$ = 0,2 кг/с удовлетворял данным условиям и обеспечивал равенство температур охладителя и стенки с точностью ±0,05ºС.

Зависимость теплоотдачи в туннеле от параметров Re, k_T и k_v определялась в ходе эксперимента, проведенного по сбалансированному плану типа Латинский квадрат 4×4. При этом предполагалось, что выражение (19) имеет вид:

$$Nu = K \times f(Re) \times f(k_T) \times f(k_v), \qquad (20)$$

где K – коэффициент пропорциональности, f(Re), $f(k_T)$, $f(k_v)$ – функции, зависящие только от одного параметра, соответственно - Re, k_T, и k_v.

Каждый параметр варьировался на 4-х уровнях:

Re: 4 000; 10 000; 30 000 и 100 000;

k_T: 1,28; 1,52; 1,76 и 1,97; (при этом $t_н$: 100ºС; 170ºС; 240ºС и 300ºС);

k_v: 0,6; 1,4; 2,2 и 3,0.

Проведены 16 опытов (в 8-ми из них производились повторные замеры), в каждом из которых определялись коэффициент $\alpha_{п-с}$ и критерий Nu при заданных сочетаниях параметров Re, k_T, и k_v (табл.1, 2).

Таблица 1

План эксперимента по исследованию теплоотдачи в туннеле

k_T →	1,28	1,52	1,76	1,97
Re×10^{-3}↓	k_v			
4	1,4*	2,2	3,0*	0,6
10	0,6	1,4*	2,2*	3,0
30	3,0	0,6*	1,4	2,2*
100	2,2*	3,0	0,6	1,4*

Примечание. Знаком * отмечены опыты, в которых производились повторные замеры

Таблица 2

Результаты опытного исследования теплоотдачи в туннеле

Параметры, влияющие на теплоотдачу			Измеренные значения критерия Nu		
Re×10^{-3}	k_T	k_v	опыт 1	опыт 2	ср. зн-е
4	1,28	1,4	5,17	6,05	5,61
	1,52	2,2	6,37	---	6,37
	1,76	3,0	6,55	6,09	6,32
	1,97	0,6	5,87	---	5,87
10	1,28	0,6	10,91	---	10,91
	1,52	1,4	10,74	8,85	9,80
	1,76	2,2	9,45	10,53	9,99
	1,97	3,0	10,15	---	10,15
30	1,28	3,0	19,56	---	19,56
	1,52	0,6	20,08	25,87	22,97
	1,76	1,4	21,67	---	21,67
	1,97	2,2	23,22	20,59	21,91
100	1,28	2,2	49,64	40,45	45,05
	1,52	3,0	61,32	---	61,32
	1,76	0,6	45,59	---	45,59
	1,97	1,4	51,90	61,42	56,66

По результатам проведенных исследований определены: значение коэффициента пропорциональности K и функций f(Re), $f(k_T)$, $f(k_v)$ по методике, изложенной в работе [9]: K = 3,83×10^{-3} (среднее значение в ходе эксперимента); f(Re) = Re^{0,670}; $f(k_T) = k_T^{0,114}$; $f(k_v) = k_v^{0,012}$ (рис. 4).

Подставив K и полученные функции в выражение (20), получим:

$$Nu = 0{,}021 Re^{0,67} k_T^{0,114} k_v^{0,012} \qquad (21)$$

Адекватность критериального уравнения (21) экспериментальным данным проверялась по критерию Фишера [9]:

$$F = S^2_{ад} / S^2_в,$$

где $S^2_{ад} = (1/f_1) \sum_{i=1}^{n} (Nu_{p_i} - Nu_{оп_i})^2$ - дисперсия адекватности (f_1 = n – k = 9 – число степеней свободы при вычислении $S_{ад}^2$, n = 16 - число проведенных опытов, k = 7 – число коэффициентов, вычисленных при выводе формулы (21), Nu_{pi}, $Nu_{опi}$ - расчетное и опытное значения критерия Nu в i-м опыте);

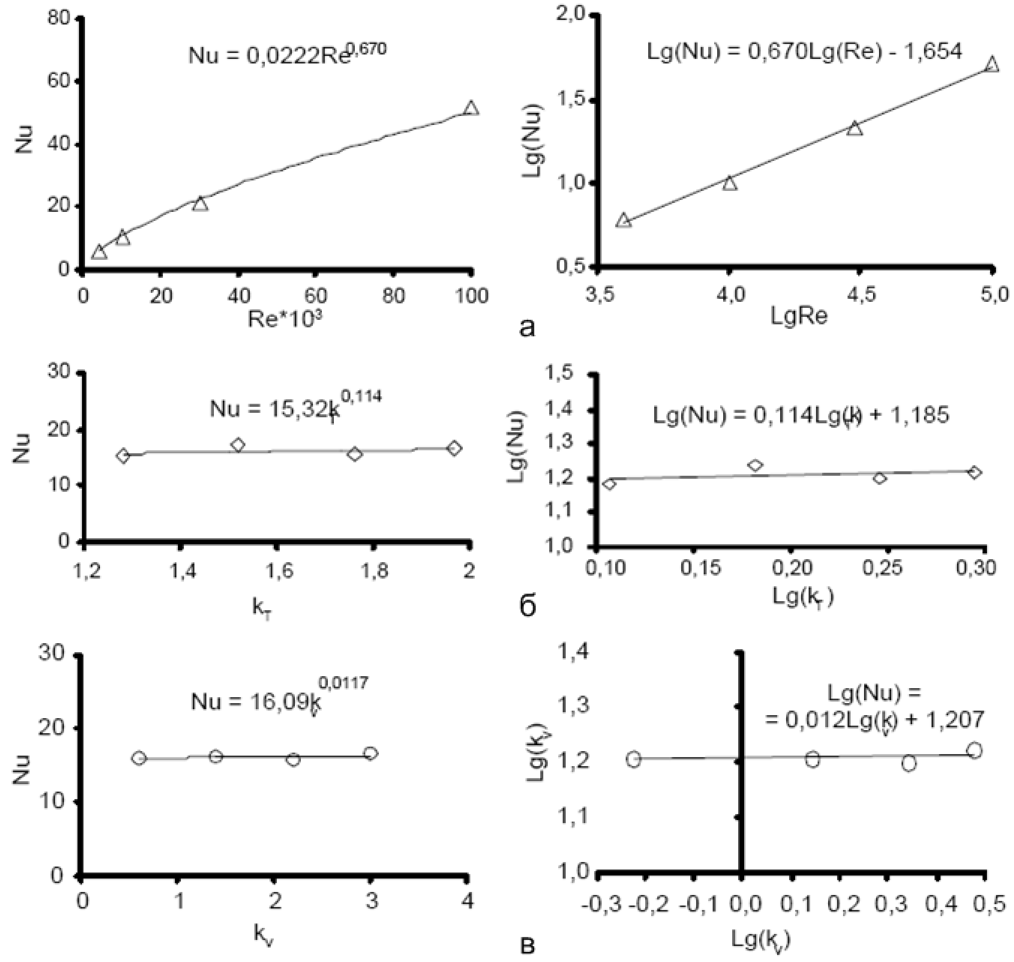

Рис. 4. Определение функциональных зависимостей: а – f(Re); б – f(k_T); в – f(k_v)

$S_в^2 = (2/f_2)\sum_{i=1}^{N}\Delta Nu^2_{пов_i}$ - дисперсия воспроизводимости (f_2 = N =8 - – число степеней свободы при вычислении $S_в^2$, N = 8 - число опытов, в которых проводились повторные замеры, $\Delta Nu_{повi}$ – отклонения результатов повторных замеров от среднего значения числа Nu i-м опыте).

Критерий F, вычисленный по результатам эксперимента, равен 1,64 ($S_{ад}^2$ = 22,7, $S_в^2$ = 13,8), что меньше табличного значения $F_т$ = 3,45 при 5%-м уровне значимости и степенях свободы f_1 и f_2. Следовательно, зависимость (21) адекватна экспериментальным данным.

Критериальное уравнение (21) получено при значениях параметра Re, не превышающих 10^5. При испытаниях ЛД с использованием эталонных систем данный параметр может достигать значений $5*10^5$ и более. С целью оценки применимости формулы (21) для расчета теплоотдачи в системах, параметр Re в которых имеет значения, выходящие за область исследуемых значений, проведен дополнительный опыт с двумя замерами при Re = $5*10^5$, k_T = 1,5 ($t_н$ = 165 ºС), k_v = 1,0. Полученные в каждом замере значения числа Nu – 185,2 и 136,9 (среднее значение – 161,1) отличаются от экстраполированного по формуле (21) значения (144,7) соответственно на 16,7% и – 5,4% (отклонение среднего значения 11,3%), что сопоставимо с точностью экспериментальной установки (8 – 12%). Таким образом, выражение (21) может использоваться для расчета теплоотдачи в любом туннеле: МКТ (Re ≈ $4*10^3$), МТ (Re ≈ 10^4), ПТ (Re ≈ $1…5\cdot10^5$ и более).

Анализ зависимости (21) показывает, что при изменении параметров Re, k_v и k_T от минимальных до максимальных исследуемых значений число Nu возрастает соответственно в 25,4, 1,06 и 1,01 раз. Следовательно, наибольшее влияние на теплоотдачу в туннеле оказывает число Re, а влияние коэффициентов k_v и k_T на критерий Nu незначительно и его можно не учитывать. Если подставить в выражение (21) среднеарифметические из граничных значений k_v и k_T, получим:

$$Nu = 0{,}022\,Re^{0{,}67} \qquad (22)$$

Расхождения между результатами, полученными с помощью формул (21) и (22) не превышают ±3,5%. Упрощенная формула (22) может быть рекомендована для расчета коэффициента $\alpha_{п-с}$ в эталонной системе диагностики выбросов ТЧ от ЛД.

Выводы

1. Наиболее перспективными системами экологического диагностирования выбросов ТЧ от локо-

мотивов являются компактные и экономичные МКТ. При эксплуатации МКТ необходимо обеспечивать эталонные (соответствующие полнопоточной системе) условия разбавления ОГ ЛД воздухом в туннеле. При решении данной задачи возникают затруднения с определением среднего коэффициента теплоотдачи на границе поток – стенка туннеля $\alpha_{п-с}$ в эталонной системе, так как процесс теплоотдачи в туннеле не исследован. Для определения $\alpha_{п-с}$ использовался экспериментальный метод исследований.

2. Разработано математическое описание процесса теплоотдачи в туннеле, состоящее из системы дифференциальных уравнений теплообмена и условий однозначности в безразмерном виде, которое является общим для всех туннелей. Установлено, что на теплоотдачу в туннеле (критерий Nu) влияют: режим течения суммарного потока (характеризуется числом Re), а также коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения температур и скоростей потоков ОГ и воздуха, поступающих в туннель - k_T и k_v.

3. Экспериментальным путем установлена зависимость критерия Nu от параметров Re, k_T и k_v, с помощью которой может быть определен коэффициент $\alpha_{п-с}$ в любом туннеле. Анализ данной зависимости показывает, что критерий Nu пропорционален степенным зависимостям $Re^{0,67}$, $k_T^{0,114}$и $k_v^{0,012}$. При изменении числа Re от $4*10^3$ до $5*10^5$, k_T от 1,28 до 1,97 и k_v от 0,6 до 3 (реальные диапазоны изменения данных параметров при проведении испытаний ЛД) критерий Nu возрастает соответственно в 25,4, 1,06 и 1,01 раз. Таким образом, наибольшее влияние на теплоотдачу оказывает режим течения суммарного потока в туннеле, а влияние на число Nu коэффициентов k_T и k_v можно не учитывать.

Литература

1. Foote E. Evaluation of Partial Flow Dilution Methodology for Light Duty Particulate Mass Measurement / E. Foote, M. Maricq, M. Sherman, D. Carpenter et al. // SAE Technical Paper № 2013-01-1567, 2013. – 10 p.
2. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996, – 94 p.
3. Polivyanchuk A.P. Experimental verification of microtunnel MKT-2 on the brake stand autotractor diesel engine / A.P. Polivyanchuk, I.V. Parsadanov // Industrial technology and engineering. – Republic of Kazakhstan, 2015. – №2 (15). – P. 11-16.
4. Polivyanchuk A. Creation and experimental studies of the dynamic measuring concentrations of particulates in the exhaust gases of diesel engines / A. Polivyanchuk, I. Parsadanov, E. Holkina // TEKA. – Commission of motorization and energet-ics in agriculture. – Poland, 2015. – Vol. 15, №2. – P. 15–24.
5. Liang Z. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS / Z. Lianga, J. Tiana, S. Zeraati Rezaeia, Y. Zhanga et al. // School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK, 2015. – 31 p.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача.: Уч. для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. - 416 с.
7. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. – М.: Энергия, 1967. – 412с.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, М., «Энергия», 1977. - 344с.
9. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М.:«Мир», 1972. – 382с.
10. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: «Наука», 1976. – 279 с.

References

1. Foote E. Evaluation of Partial Flow Dilution Methodology for Light Duty Particulate Mass Measurement / E. Foote, M. Maricq, M. Sherman, D. Carpenter et al. // SAE Technical Paper № 2013-01-1567, 2013. – 10 p.
2. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996, – 94 p.
3. Polivyanchuk A.P. Experimental verification of microtunnel MKT-2 on the brake stand autotractor diesel engine / A.P. Polivyanchuk, I.V. Parsadanov // Industrial technology and engineering. – Republic of Kazakhstan, 2015. – №2 (15). – P. 11-16.
4. Polivyanchuk A. Creation and experimental studies of the dynamic measur-ing concentrations of particulates in the exhaust gases of diesel engines / A. Polivyanchuk, I. Parsadanov, E. Holkina // TEKA. – Commission of motorization and energet-ics in agriculture. – Poland, 2015. – Vol. 15, №2. – P. 15–24.
5. Liang Z. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS / Z. Lianga, J. Tiana, S. Zeraati Rezaeia, Y. Zhanga et al. // School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK, 2015. – 31 p.
6. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. Teploperedacha.: Uch. dlja vuzov. – M.: Jenergoizdat, 1981. - 416 p.
7. Petuhov B.S. Teploobmen i soprotivlenie pri laminarnom techenii zhidkosti v trubah. – M.: Jenergija, 1967. – 412 p.
8. Miheev M.A., Miheeva I.M. Osnovy teploperedachi. Izd. 2-e, M., «Energija», 1977. – 344 p.
9. Shenk H. Teorija inzhenernogo jeksperimenta. M.:«Mir», 1972. – 382s.
10. Adler Ju.P., Markova E.V., Granovskij Ju.V. Planirovanie jeksperi-menta pri poiske optimal'nyh uslovij. M.: «Nauka», 1976. – 279 s.

Полив'янчук А.П. Математичне моделювання процесу тепловіддачі в системі екологічної діагностики локомотива – розбавляючому тунелі

Представлені результати теоретичних та експериментальних досліджень процесу тепловіддачі на кордоні потік-стінка тунелю в системах діагностики масових викидів твердих частинок від локомотивних двигунів: математичний опис процесу тепловіддачі, методика експериментальних досліджень, критеріальне рівняння для розрахунку тепловіддачі в тунелі.

Ключові слова: *тепловозний дизель, відпрацьовані гази, розбавлячий тунель, тепловіддача, критеріальне рівняння.*

Polivyanchuk A.P. Mathematical modeling of heat transfer in the system of ecological diagnostics locomotive - in the dilution tunnel

The results of theoretical and experimental studies of heat transfer process in the border wall-flow tunnel in the diagnosis of mass particulate emissions from locomotive engines systems: mathematical description of heat transfer process, the methodology of experimental research, criterion equation for calculating heat transfer in the tunnel.

Keywords: *diesel engines, exhaust gases, environmental diagnostics, dilution tunnel, heat transfer, criterion equation.*

Полив'янчук Андрій Павлович – д.т.н., проф., професор кафедри інжерної екології міст Харківського національного університету міського господарства ім. О.Н. Бекетова (м. Харків); apmail@meta.ua.

Рецензент: д.т.н., професор ***Суворін О.В.***

Стаття подана 18.10.2016