

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛОТДАЧИ В РАЗБАВЛЯЮЩЕМ ТУННЕЛЕ

Введение

При измерении массовых выбросов твердых частиц (ТЧ) отработавшие газы (ОГ) дизелей предварительно разбавляются воздухом в специальном трубопроводе – туннеле, с целью имитации естественного процесса формирования структуры ТЧ в атмосфере [1,2]. Из всех используемых сегодня типов разбавляющих туннелей наибольшее распространение получили компактные микротуннели (внутренний диаметр туннеля – $d_m = 3...4$ см, длина – $l_m = 10d_m = 30...40$ см), в которых разбавляется воздухом часть (0,1...1 % объема) ОГ дизеля [3].

Для обеспечения требуемой точности измерений в микротуннелях должны поддерживаться такие же условия разбавления ОГ, как в эталонной системе разбавления полного потока ОГ дизеля (диаметр, длина туннеля: первичного – $d_{m1} = 46...50$ см, $l_{m1} = 10d_m = 4,6...5$ м; вторичного – $d_{m2} = 8...10$ см, $l_{m2} = (2...10)d_m = 16...100$ см) [4]. Условия разбавления характеризуются коэффициентом разбавления и температурой пробы перед фильтрами. Задача поддержания в микротуннеле требуемых условий легко решается за счет регулирования массовых расходов ОГ и воздуха. Вместе с тем, при определении температуры пробы перед фильтрами сталкиваются с необходимостью вычисления среднего коэффициента теплоотдачи между разбавленными ОГ и стенкой туннеля (α_t). В отличие от хорошо изученных процессов теплоотдачи монотемпературных газовых потоков в гладких цилиндрических трубах [5], процесс теплоотдачи в туннеле (смешивание 2-х потоков с различными температурами и скоростями) ранее не исследовался.

Постановка задачи

Цель исследований – получить критериальное уравнение теплоотдачи в туннеле, позволяющее вычислять средний коэффициент теплоотдачи α_t для любой системы разбавления ОГ - от микро- до полнопоточных туннелей (первичных и вторичных). Для достижения данной цели предложено математическое описание процесса теплоотдачи в туннеле в безразмерной форме и на основе экспериментальных данных получено критериальное уравнение исследуемого процесса.

Математическое описание процесса теплоотдачи в трубопроводе разбавления ОГ

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

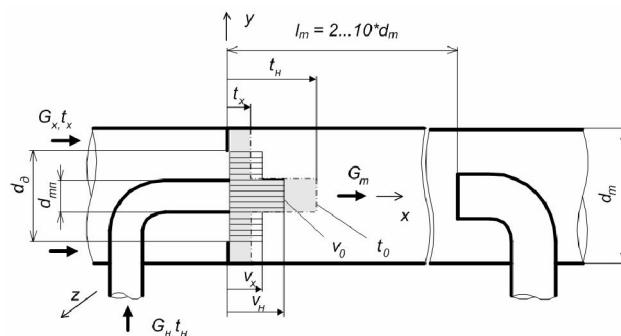


Рис. 1. Принципиальная схема туннеля

Примем следующие допущения: 1) все туннели геометрически подобны; 2) рабочим телом является нагретый воздух; 3) рассматриваемые процессы теплообмена являются стационарными; 4) влияние гравитационных сил и вихревых потоков на теплоотдачу незначительно; 5) изобарная теплоемкость рабочего тела c_p постоянна; 6) на входе в туннель скорости и температуры распределены равномерно по сечениям потоков рабочего тела и разбавляющего воздуха; 7) температура стенки туннеля постоянна.

Введем обозначения:

- площади поперечных сечений: трубопровода подвода рабочего тела (ТП) – F_{mn} , отверстия диафрагмы – F_0 , туннеля – F_m ;
- массовые расходы потоков: нагретого воздуха – G_n , холодного воздуха – G_x , разбавленного рабочего тела в туннеле – G_m ;
- плотности потоков: нагретого воздуха – ρ_n , холодного воздуха – ρ_x , текущее значение – ρ ;
- температуры: стенки туннеля – t_c , потоков: нагретого воздуха – t_n , холодного воздуха – t_x ; текущее значение – t ;
- температурные напоры потоков: нагретого воздуха – $\vartheta_n = t_n - t_c$, холодного воздуха – $\vartheta_x = t_x - t_c$, текущее значение – $\vartheta = t - t_c$;

- скорости потоков: нагретого воздуха – v_n , холодного воздуха – v_x , текущее значение – v ;
- коэффициент разбавления - $q = G_m / G_n$;
- относительная длина туннеля - $k_t = l_m / (10 \cdot d_m)$;
- коэффициент неравномерности распределения температур потоков в начальном сечении туннеля - $k_t = T_n / T_x$ (T_n, T_x – абсолютные температуры нагретого и холодного воздуха);
- коэффициенты соотношений площадей - $\varepsilon_1 = F_{mn} / F_m$ и $\varepsilon_2 = F_{mn} / F_o$;
- начальная среднemasовая температура потока:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_n} \rho v t df}{\int_0^{F_n} \rho v df} = \frac{G_n t_n + (G_m - G_n) t_x}{G_m} = \frac{1}{q} (t_n - t_x) + t_x;$$

- конечная среднemasовая температура потока - \bar{t}_k ;
- начальный и конечный среднemasовые температурные напоры потока - $\bar{\vartheta}_0 = \bar{t}_0 - t_c$ и $\bar{\vartheta}_k = \bar{t}_k - t_c$;
- начальная среднemasовая скорость потока:

$$\bar{v}_0 = \frac{\int_0^{F_n} \rho v df}{\int_0^{F_n} \rho df} = \frac{G_m}{\rho_n F_{mn} + \rho_x (F_m - F_{mn})};$$

- значения скоростей потоков нагретого и холодного воздуха в начальном сечении туннеля:

$$v_n = \frac{G_n}{\rho_n F_{mn}}; v_x = \frac{G_x}{\rho_x (F_o - F_{mn})}.$$

Процесс теплообмена в туннеле, с учетом принятых допущений и обозначений, описывается системой из 4-х дифференциальных уравнений.

1) уравнение энергии:

$$c_p (\rho \vec{v}, \text{grad} \vartheta) = -\text{div} \vec{q}, \quad (1)$$

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

Так как перенос тепла теплопроводностью в радиальном направлении намного больше, чем в осевом, а радиальные составляющие вектора скорости потока намного меньше осевых, выражение (1) принимает вид:

$$c_p \rho v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}, \quad (2)$$

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

Поскольку режим течения суммарного потока в туннеле турбулентный, то для нахождения проеций q_y и q_z следует использовать выражения:

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

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

Подставив данные выражения в формулу (2), получим:

$$v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = a \left(\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) \right), \quad (3)$$

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

2) уравнение движения:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\text{div} \left(\vec{p} \right),$$

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

Для рассматриваемого случая теплообмена данное уравнение приводится к виду:

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} = v \left(\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) \right) \right), \quad (4)$$

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

При выводе выражения (4) 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 (3) и (4), определяются по формуле:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = (\chi (r_m - r))^2 \frac{\partial v_x}{\partial r},$$

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

Данное выражение с помощью формулы производной по заданному направлению приводится к виду:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = (\chi(r_m - r))^2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \frac{y}{r} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \frac{z}{r} \right) = \frac{(\chi(r_m - r))^2}{\sqrt{y^2 + z^2}} \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} y + \frac{\partial v_x}{\partial z} z \right).$$

3) уравнение сплошности:

$$\operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0. \quad (5)$$

4) уравнение теплоотдачи:

$$\alpha_t = -\frac{\lambda}{\vartheta} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{r=r_T}, \quad (6)$$

где α_t - коэффициент теплоотдачи между разбавленными ОГ и стенкой туннеля.

Выражения (3) - (6) образуют систему дифференциальных уравнений, описывающих процесс теплообмена в туннеле. Чтобы замкнуть данную систему и описать конкретный туннель, к указанным уравнениям добавляются следующие условия однозначности.

Геометрические условия. Туннель – гладкая круглая труба с внутренним диаметром d_m и длиной $l_m = (10d_m) * k_t$, в начальном участке которой концентрично расположены: выходной патрубок ТП с внутренним диаметром d_{mn} и диафрагма с диаметром отверстия d_δ .

Физические условия. Рабочим телом является воздух, физические свойства которого определяются с помощью следующих выражений [7]: $\rho = \rho_0 T_0 / T$, кг/м³, ($\rho_0 = 1,2096$ кг/м³, $T_0 = 293$ °К - плотность и абсолютная температура воздуха при нормальных условиях); $\lambda = 24 \cdot 10^{-3} (T/T_0)^{0,82}$, Вт/м °С; $\nu = 13,2 \cdot 10^{-6} (T/T_0)^{1,683}$, м²/с; $c_p = 1,009$ кДж/кг.

Граничные условия.

А) при $x = 0$ (начальное сечение туннеля): если $r \leq d_{mn}/2$: $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_n$; если $d_{mn}/2 \leq r \leq d_\delta/2$: $v_x = v_x$, $v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$; если $d_\delta/2 \leq r \leq d_m/2$: $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$;

Б) при $0 \leq x \leq l_m$ и $r = d_m/2$ (поверхность стенки туннеля): $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = 0$.

Приведение математического описания процесса теплоотдачи в туннеле к безразмерному виду

Выберем в качестве масштабов приведения для линейных размеров и координат – диаметр туннеля d_m , для температурных напоров – начальный среднемассовый температурный напор $\bar{\vartheta}_0$, для скоростей – начальную среднемассовую скорость \bar{v}_0 . Обозначим: $X = x/d_m$, $Y = y/d_m$, $Z = z/d_m$,

$$R = r/d_m = (X^2 + Y^2)^{1/2}; V_X = v_x/\bar{v}_0, V_Y = v_y/\bar{v}_0, V_Z = v_z/\bar{v}_0, \Theta = \vartheta/\bar{\vartheta}_0.$$

Подставим в уравнения (3) - (6) вместо величин x, y, z, v_x, v_y, v_z и ϑ соответствующие им произведения $X d_m, Y d_m, Z d_m, V_X \bar{v}_0, V_Y \bar{v}_0, V_Z \bar{v}_0, \Theta \bar{\vartheta}_0$. После проведения необходимых преобразований получим:

уравнение энергии:

$$\operatorname{Re} \operatorname{Pr} V_X \frac{\partial(\Theta)}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial(\Theta)}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial(\Theta)}{\partial Z} \right); \quad (7)$$

уравнение движения:

$$\operatorname{Re} V_X \frac{\partial V_X}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu} \right) \left(\frac{\partial V_X}{\partial Y} + \frac{\partial V_Y}{\partial X} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu} \right) \left(\frac{\partial V_Z}{\partial X} + \frac{\partial V_X}{\partial Z} \right) \right); \quad (8)$$

уравнение сплошности:

$$\operatorname{div}(\rho \vec{V}) = 0; \quad (9)$$

уравнение теплоотдачи:

$$\operatorname{Nu} = -\frac{1}{\Theta} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial R} \right)_{R=1/2}; \quad (10)$$

выражение для определения кинематических коэффициентов:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = \frac{\operatorname{Re} (\chi(0,5 - R))^2}{\nu \sqrt{Y^2 + Z^2}} \left(\frac{\partial V_X}{\partial Y} Y + \frac{\partial V_X}{\partial Z} Z \right). \quad (11)$$

В уравнениях (7) – (11) обозначены: $\operatorname{Re} = \bar{v}_0 d_m / \nu$ - число Рейнольдса; $\operatorname{Pr} = \nu / a$ - число Прандтля; $\operatorname{Nu} = \alpha_t d_m / \lambda$ - число Нуссельта. В качестве определяющей температуры для вычисления ρ, λ и ν выбрана начальная среднемассовая температура суммарного потока - \bar{t}_0 .

Условия однозначности в безразмерном виде:

геометрические условия: туннель – гладкая круглая труба с безразмерными диаметром $D_m = 1$ и длиной $L_m = 10 * k_t$, внутри которой концентрично расположены: патрубок ТП (внутренний диаметр $D_{mn} = (\varepsilon_1)^{1/2}$) и диафрагма (диаметр отверстия $D_\delta = (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}$);

граничные условия:

А) при $X = 0$ (начальное сечение туннеля): если $R \leq (\varepsilon_1)^{1/2}/2$: $V_X = (\varepsilon_1 + k_t (1 - \varepsilon_1))/(\varepsilon_1 * q)$, $V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \vartheta_n / \bar{\vartheta}_0$; если $(\varepsilon_1)^{1/2}/2 \leq R \leq (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2$: $V_X = (q - 1) (\varepsilon_1 + k_t (1 - \varepsilon_1))/(q * k_t (\varepsilon_2 - \varepsilon_1)) /$, $V_Y = V_Z = 0$;

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

Б) при $0 \leq X \leq 10 \cdot k_l$ и $R = 1/2$ (поверхность стенки туннеля): $V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = 0$.

Система дифференциальных уравнений (7) – (10) 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 величинами Re , q , k_t и k_l (число Прандтля для данного случая – постоянная величина). Таким образом, число Nu , характеризующее теплоотдачу в туннеле, может рассматриваться как функция 4-х переменных: $Nu = f(Re, q, k_t, k_l)$.

Экспериментальное исследование процесса теплоотдачи в туннеле

С помощью экспериментальной установки, описанной в работе [8], опытным путем определено уравнение для вычисления критерия Nu для любого туннеля. В ходе эксперимента каждый их 4-х пара-

метров, влияющих на теплоотдачу в туннеле, варьировался на 5 уровнях (табл. 1).

Таблица 1. Уровни варьирования параметров, влияющих на теплоотдачу в туннеле

Параметр	Уровни варьирования параметров				
	1	2	3	4	5
$Re \cdot 10^{-3}$	4	6	10	18	35
q	5	7,5	10	12,5	15
k_t (t в °C)	1,27 (100)	1,44 (150)	1,61 (200)	1,78 (250)	1,96 (300)
k_l	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0

Искомое уравнение теплоотдачи определялось по результатам выполнения плана эксперимента «Латинский квадрат 5×5» (табл. 2) в виде:

$$Nu = K \cdot Nu(Re) \cdot Nu(q) \cdot Nu(k_t) \cdot Nu(k_l), \quad (12)$$

где K – коэффициент пропорциональности; $Nu(Re)$, $Nu(q)$, $Nu(k_t)$, $Nu(k_l)$ – функции и одной переменной.

Таблица 2. План сбалансированного эксперимента «Латинский квадрат 5×5»

№ _{оп}	Значения параметров		№ _{оп}	Значения параметров		№ _{оп}	Значения параметров		№ _{оп}	Значения параметров				
1	Re_1	k_{t3}	6	Re_2	k_{t4}	11	Re_3	k_{t5}	16	Re_4	k_{t1}	21	Re_5	k_{t2}
	q_1	k_{l4}		q_1	k_{l3}		q_1	k_{l2}		q_1	k_{l1}		q_1	k_{l5}
2	Re_1	k_{t4}	7	Re_2	k_{t5}	12	Re_3	k_{t1}	17	Re_4	k_{t2}	22	Re_5	k_{t3}
	q_2	k_{l5}		q_2	k_{l4}		q_2	k_{l3}		q_2	k_{l2}		q_2	k_{l1}
3	Re_1	k_{t5}	8	Re_2	k_{t1}	13	Re_3	k_{t2}	18	Re_4	k_{t3}	23	Re_5	k_{t4}
	q_3	k_{l1}		q_3	k_{l5}		q_3	k_{l4}		q_3	k_{l3}		q_3	k_{l2}
4	Re_1	k_{t1}	9	Re_2	k_{t2}	14	Re_3	k_{t3}	19	Re_4	k_{t4}	24	Re_5	k_{t5}
	q_4	k_{l2}		q_4	k_{l1}		q_4	k_{l5}		q_4	k_{l4}		q_4	k_{l3}
5	Re_1	k_{t2}	10	Re_2	k_{t3}	15	Re_3	k_{t4}	20	Re_4	k_{t5}	25	Re_5	k_{t1}
	q_5	k_{l3}		q_5	k_{l2}		q_5	k_{l1}		q_5	k_{l5}		q_5	k_{l4}

Для определения зависимости (12) использовалась методика [9]. В ходе обработки результатов исследований (табл. 2, рис. 2) получено критериальное уравнение для расчета теплоотдачи в любом туннеле:

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,78} \left(\frac{q}{q_0}\right)^{-0,28} \left(\frac{k_t}{k_{t0}}\right)^{0,48} \frac{f(k_l)}{f(k_{l0})}, \quad (13)$$

где $q_0 = 5$, $k_{t0} = 1,27$ (соответствует $t = 100$ °C), $k_{l0} = 1,0$ (соответствует $l_m = 10 \cdot d_m$) – значения коэффициентов q , k_t и k_l , принятые в качестве базовых.

Средние квадратические отклонения коэффициента K , входящего в выражение (12), от среднего значения $K_{cp} = 13,38 \cdot 10^{-6}$ составили: для отдельного

опыта - ± 6,6%, для всего эксперимента - ± 1,3%, что при погрешности экспериментальной установки ± 3...8% свидетельствует о правильном выборе вида регрессионной зависимости и удовлетворительной точности эксперимента.

Анализ уравнения (13) (рис. 3) показывает:

- в туннеле при базовых значениях величин q , k_t и k_l критерий Nu в 1,4 ... 2 раза выше, чем в гладких цилиндрических трубах;

- при увеличении коэффициента q от 5 до 15 критерий Nu снижается на 26%;

- при возрастании температуры ОГ на входе в туннель с 100 °C ($k_t = 1,27$) до 300 °C ($k_t = 1,96$) число Nu увеличивается на 23%;

Таблица 3. Результаты исследований процесса теплоотдачи в туннеле

оп	Результат		№ _{оп}	Результат		№ _{оп}	Результат		№ _{оп}	Результат		№ _{оп}	Результат	
	Nu	$K \cdot 10^{-6}$ δK, %		Nu	$K \cdot 10^{-6}$ δK, %		Nu	$K \cdot 10^{-6}$ δK, %		Nu	$K \cdot 10^{-6}$ δK, %		Nu	$K \cdot 10^{-6}$ δK, %
1	24,4	12,8	6	52,4	14,1	11	66,0	14,5	16	30,8	12,8	21	130,5	12,7
		-4,3			5,4			8,4			-4,3			-5,1
2	23,6	14,5	7	34,8	11,7	12	56,2	13,5	17	66,8	12,5	22	55,1	14,7
		8,4			-12,6			0,9			-6,6			9,9
3	8,3	13,3	8	27,3	13,1	13	56,8	14,8	18	87,3	13,3	23	94,8	12,5
		-0,6			-2,1			10,6			-0,6			-6,6
4	14,5	13,6	9	13,5	14,1	14	46,0	12,2	19	79,2	13,8	24	133,4	13,1
		1,6			5,4			-8,8			3,1			-2,1
5	19,5	12,7	10	28,6	13,9	15	17,5	12,0	20	79,2	14,4	25	93,6	13,9
		-5,1			3,9			-10,3			7,6			3,9

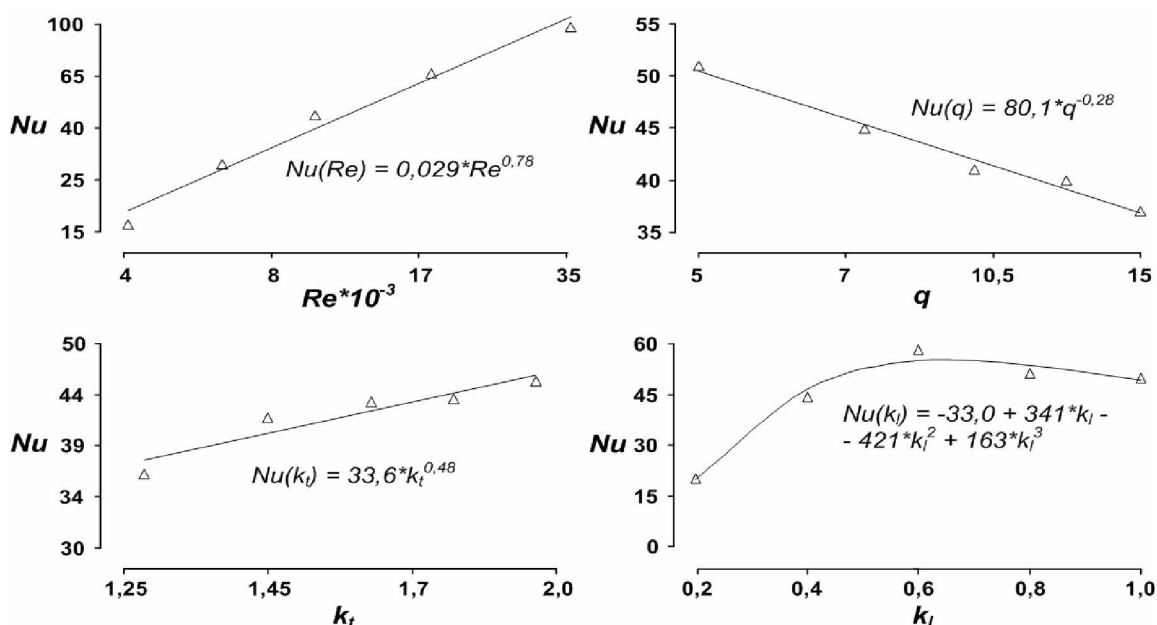


Рис. 2. Результаты обработки данных эксперимента

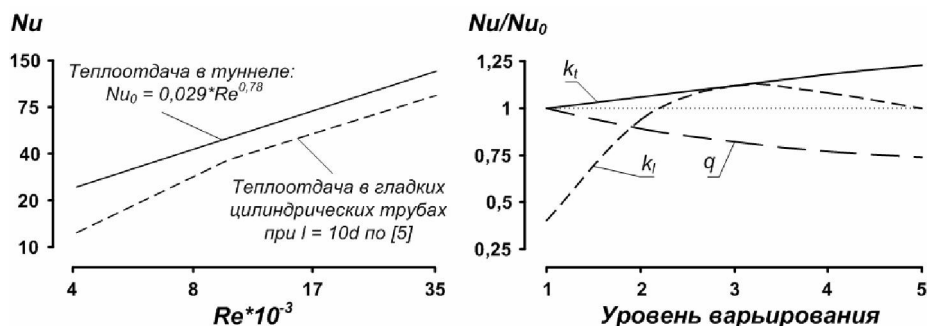


Рис. 3. Влияние параметров Re , q , k_i и k_t на критерий Nu

- при уменьшении длины туннеля с $10 \cdot d_m$ (k_0) до $6 \cdot d_m$ ($k_i = 0,6$) число Nu сначала возрастает на 12%, а при дальнейшем ее уменьшении до $2 \cdot d_m$ ($k_i = 0,2$) – Nu резко снижается до 40% от базового уровня.

Выводы

1. В результате проведенного теоретического и экспериментального исследования процесса теплоотдачи в разбавляющем туннеле отработавших газов дизеля предложено математическое описание

процесса теплоотдачи в туннеле в виде системы дифференциальных уравнений энергии, движения, сплошности и теплоотдачи с учетом условий однозначности в безразмерном виде.

2. На основе экспериментальных данных получено критериальное уравнение теплоотдачи в туннеле, позволяющее вычислять критерий Нуссельта – Nu , как функцию числа Рейнольдса и безразмерных коэффициентов разбавления ОГ, неравномерности распределения температур и относительной длины туннеля.

Список литературы:

1. Regulation No. 83 Revision 2. Uniform provision concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements. - The 05 series of amendments - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. - E/ECE/TRANS/505. - 30 October 2001 - 216 p. 2. Regulation No 49. Revision 3. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. - E/ECE/TRANS/505. - 24 April 2002. - 194 p. 3. Russel R. Development of a Miniaturized, Dilution-Based Diesel Engine Particulate Sampling System for Gravimetric Measurement of Particulates / R. Russel, Jr. Graze // SAE Technical Paper Series. - 1993. - № 931190. - 12 p. 4. Hirakouchi N. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel / N. Hirakouchi, I. Fukano, T. Shoji // SAE Technical Paper Series. - 1989. - № 890181. - 11p. 5. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: «Энер-

гия», изд. 2-е, 1977. - 344 с. 6. Исаченко В.П. Теплопередача: уч. [для вузов] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел – М.: Энергоиздат, 1981. - 416 с. 7. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В.А. Осипова. – М.: Энергия, 1979. – 392 с. 8. Поливянчук А.П. Разработка методики и экспериментальной установки для исследования теплоотдачи в разбавляющем туннеле отработавших газов дизеля / А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. - 2012. - № 1. - С.93-95. 9. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Хилберт Шенк. - М.: «Мир», 1972. - 382 с.

Bibliography (transliterated):

1. Regulation No. 83 Revision 2. Uniform provision concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements. - The 05 series of amendments - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. - E/ECE/TRANS/505. - 30 October 2001 - 216 p. 2. Regulation No 49. Revision 3. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. - E/ECE/TRANS/505. - 24 April 2002. - 194 p. 3. Russel R. Development of a Miniaturized, Dilution-Based Diesel Engine Particulate Sampling System for Gravimetric Measurement of Particulates / R. Russel, Jr. Graze // SAE Technical Paper Series. - 1993. - № 931190. - 12 p. 4. Hirakouchi N. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel / N. Hirakouchi, I. Fukano, T. Shoji // SAE Technical Paper Series. - 1989. - № 890181. - 11p. 5. Miheev M.A. Osnovy teploperedachi / M.A. Miheev, I.M. Miheeva. - M.: «Jenergija», izd. 2-e, 1977. - 344 s. 6. Isachenko V.P. Teploperedacha: uch. [dlja vuzov] / V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel – M.: Jenergoizdat, 1981. - 416 s. 7. Osipova V.A. Jeksperimental'noe issledovanie processov teploobmena / V.A. Osipova. – M.: Jenergija, 1979. – 392 s. 8. Polivjanчук A.P. Razrabotka metodiki i jeksperimental'noj ustanovki dlja issledovanija teplootdachi v razbavljajuwem tunnele otrabotavshih gazov dizelja / A.P. Polivjanчук // Dvigateli vnutrennego sgoranija. - 2012. - № 1. – S.93-95. 9. Shenk H. Teorija inzhenerного jeksperimenta / Hilbert Shenk. - M.: «Mir», 1972. - 382 s.