

Конструкция системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания



Любовь СЛАДКОВА
Lubov A. SLADKOVA

Алексей НЕКЛЮДОВ
Alexey N. NEKLUDOV



Евгений РОЖНОВ
Evgeny F. ROZHNOV

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор Российского университета транспорта (МИИТ), Москва, Россия.
Неклюдов Алексей Николаевич – кандидат технических наук, заведующий кафедрой РУТ, Москва, Россия.
Рожнов Евгений Фёдорович – заведующий лабораторией Военной академии РВСН, Балашиха, Россия.

Design of the System of Cooling of the Combustion Engine

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 63)

В предлагаемой конструкции для снижения температуры отработавших газов на поверхности трубопроводов резонатора и катализатора перпендикулярно и (или) под углом к их продольной оси на расстоянии друг от друга расположены пластины различной геометрической формы и размеров, которые могут чередоваться между собой. Целесообразность использования этого варианта модернизации выхлопной системы двигателя внутреннего сгорания подкреплена проведёнными теоретическими и экспериментальными исследованиями, достоверность которых подтверждена с доверительной вероятностью 0,95. Полученные регрессионные зависимости дают основание рекомендовать порядок регулирования скорости остывания трубопровода, отводящего отработавшие газы, в соответствии с их исходными параметрами и последующей динамикой показателей. Кроме того, в ходе эксперимента удалось выявить физическую картину процесса нагревания и остывания трубопровода по длине.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, теоретические и экспериментальные исследования, регрессионные зависимости, система охлаждения, конструкция, транспортное средство, температура.

Выпускной коллектор позволяет реализовать отвод выхлопа и продувку цилиндров от остаточных продуктов сгорания топливно-воздушной смеси. Материалом для его изготовления зачастую является жаропрочный чугун или другой жаростойкий металл. Выпускной коллектор постоянно взаимодействует с раскалёнными выхлопными газами и подвержен значительному нагреву, а также существенным температурным перепадам в процессе остывания после прекращения работы ДВС.

По определению система охлаждения двигателя представляет собой совокупность устройств, обеспечивающих подвод охлаждающей среды к нагретым деталям и отвод от них в атмосферу лишней теплоты (в период сгорания рабочей смеси температура в цилиндре достигает более 2000°C). Такой подвод должен обеспечивать наивыгоднейшую степень охлаждения и возможность поддержания в требуемых пределах теплового состояния двигателя при различных режимах и условиях работы.

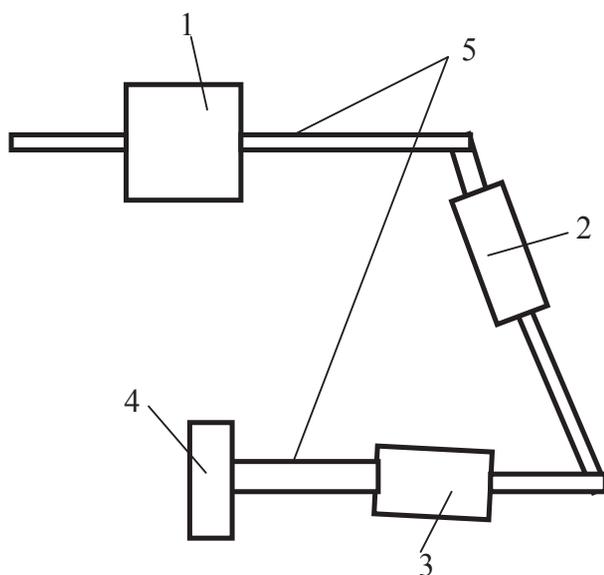


Рис. 1. Система охлаждения отработавших газов [1]:
 1 – глушитель; 2 – резонатор; 3 – катализатор; 4 – выпускной коллектор; 5 – трубопроводы.

Нарушение теплового режима ведёт к отказу деталей и узлов шатунно-поршневой группы двигателя.

Широко распространённые устройства охлаждения выпускной системы двигателя основаны на естественной вентиляции через радиаторные щели и принудительной. К последнему способу относят воздушное — за счёт применения дополнительных систем обдува двигателя и жидкостное с использованием, например, водяной охлаждающей рубашки. Используемые варианты ведут чаще всего к снижению мощности двигателя и занимают значительное конструктивное пространство в силовой системе двигателя.

Существующие электронные системы охлаждения двигателей транспортных средств даже при незначительных нарушениях работы двигателя (падение мощности силового агрегата, нарушения и сбои, а также поломки системы топливоподачи) нередко осуществляют перевод мотора в аварийный режим [2].

1.

Наша система охлаждения отработавших газов включает трубопроводы, резонатор, катализатор и выпускной коллектор (рис. 1). Для снижения температуры отработавших газов по длине трубопровода предлагаемая нами конструкция отличает-

ся от прежних тем, что на поверхности трубопроводов 5, расположенных за выпускным коллектором 2 (перед катализатором 3) и (или) резонатором 2, перпендикулярно и (или) под углом к их продольной оси на расстоянии друг от друга размещены пластины различной геометрической формы и размеров, которые могут чередоваться между собой. Впрочем, мы считаем, что пластины можно заменить поверхностями в виде тел вращения.

Известно [3], что скорость истечения жидкости (газа) по сечению трубопровода изменяется неравномерно. Для оценки эффективности предлагаемого усовершенствования были проведены теоретические исследования изменения температуры газа по сечению трубы. Исходными данными являлись [3]:

- гидравлический диаметр сечения для круглой трубы $D_r = d/4$ (здесь d – диаметр трубы, м);

- число Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{vd}{\mu}; \quad (1)$$

- распределение местной скорости v_m

по сечению трубы

$$v_m = \frac{dp}{4\mu l} \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right) = 2v \left(1 - \frac{4y^2}{d^2} \right), \quad (2)$$

где y – текущая ордината скорости по се-



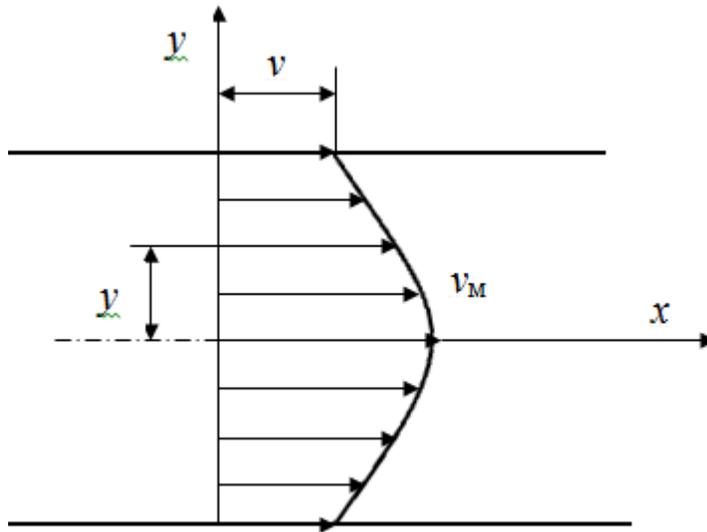


Рис. 2. Распределение местной скорости v_m по сечению трубы.

Таблица 1

Значения исследуемых факторов конструктивного изменения системы

Параметры пластин	Толщина пластины, δ , мм		Размер пластины, b , мм		Расстояние между пластинами, c , мм	
	X_1		X_2		X_3	
Показатель	максим.	миним.	максим.	миним.	максим.	миним.
Величина	3	1,5	100	75	32	24

чению (см. рис. 2); v и v_m – средняя и местная скорости истечения газа по сечению у стенок трубы и в произвольной точке, м/с; μ – кинематический коэффициент вязкости, m^2/c ;

– безразмерный коэффициент сопротивления трения:

$$\lambda = \frac{64}{Re}; \tag{3}$$

– потеря напора по длине трубопровода

$$h_{pm} = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{32\mu \cdot l v}{g \cdot d^2}, \tag{4}$$

где γ – удельный вес газа (жидкости); Δp – давление в системе, Па; l – длина участка трубопровода, м; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; при этом $\gamma = g\rho$, где ρ – плотность газа.

Длина начального участка l_n , на котором происходит формирование ламинарного потока при плавном входе в трубу:

$$l_n = (0,03...0,04)dRe. \tag{5}$$

В результате действия температуры изменяется давление p_i в трубе и объём газа V_i . Это изменение определяется по зависимости [2]:

$$p_i = p_0(1 + \beta t), \tag{6}$$

$$V_i = V_0(1 + \alpha t), \tag{7}$$

$$\alpha \approx \beta \approx 0,0035...0,0037, \tag{8}$$

где α – коэффициент линейного расширения, 1/град; β – термический коэффициент давления, 1/град.

2.

Для определения изменения температуры при течении газа по длине трубы в ламинарном режиме воспользуемся уравнением Бернулли:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}. \tag{9}$$

Учитывая, что изменение давления происходит в результате действия температуры, преобразуем выражение (9) с учётом (6) к виду:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_1(1 + \beta t) + \frac{\rho v_2^2}{2}. \tag{10}$$

Выделим в этом выражении v_2 – скорость изменения потока в результате действия температуры:

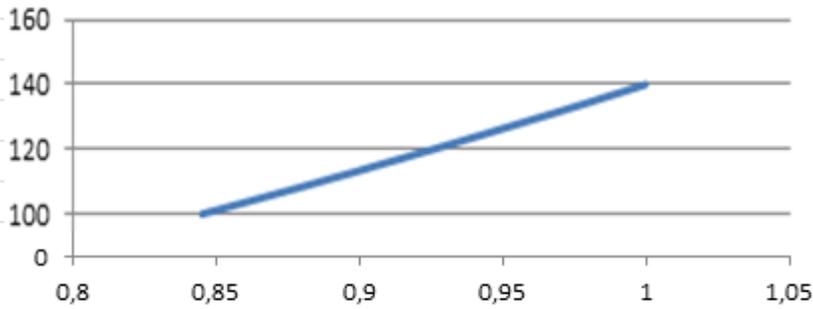


Рис. 3. Изменение температуры по длине трубопровода.

$$\frac{\rho v_2^2}{2} = p_1 \beta t + \frac{\rho v_1^2}{2}. \quad (11)$$

Очевидно, что изменение температуры из выражения (11) будет равно:

$$t = \frac{\rho(v_2^2 - v_1^2)}{2 p_1 \beta}. \quad (12)$$

Используя выражение (2), преобразуем зависимость (12) к виду:

$$t = \frac{\rho \left\{ \left[\frac{dp_2}{4\mu l} \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right) \right]^2 - \left[\frac{dp_1}{4\mu l} \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right) \right]^2 \right\}}{2 p_1 \beta}. \quad (13)$$

После преобразования получим:

$$t = \frac{\rho \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right)^2 \cdot \left(\frac{d}{4\mu l} \right)^2 \cdot [p_2^2 - p_1^2]}{2 p_1 \beta}. \quad (14)$$

С другой стороны, скорость v_2 можно представить в виде

$$v_2 = \frac{dp_2}{4\mu l} \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right). \quad (15)$$

Подставим (15) в формулу (14):

$$t = \frac{\rho \left(d^2 p_2^2 \left(\frac{d^4}{4} - y^2 \right)^2 - v_1^2 \right)}{16 \mu^2 l^2 2 p_1 \beta}. \quad (16)$$

Или после преобразования получим:

$$t = \frac{\rho d^2 p_2^2 \left(\frac{d^4}{4} - y^2 \right)^2}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta} - \frac{\rho v_1^2}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta}. \quad (17)$$

Для нахождения изменения температуры по длине трубопровода от нескольких параметров определим частные производные формулы (17) и найдём полный дифференциал:

по диаметру d

$$\frac{\partial t}{\partial d} = \frac{\rho 2 d p_2^2 \left(\frac{d^4}{4} - y^2 \right) + \rho d^2 p_2^2 \left(\frac{4 d^3}{16} - d y^2 \right)}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta} = \frac{\rho p_2^2}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta} \left(\frac{3 d^5}{8} - 2 d^3 y^2 + 2 d y^4 \right); \quad (18)$$

по величине y

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\rho d^2 p_2^2 (-d^2 y + 4 y^3)}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta}; \quad (19)$$

по величине скорости v_1

$$\frac{\partial t}{\partial v_1} = \frac{2 \rho v_1}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta}. \quad (20)$$

Полный дифференциал по длине в зависимости от рассматриваемых параметров будет равен:

$$\frac{dt}{dl} = \frac{\rho p_2^2}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta} \left[\frac{-d^4 y + 4 d^2 y^3 + \left(\frac{3 d^5}{8} - 2 d^3 y^2 + 2 d y^4 \right)}{\right] + \frac{2 \rho v_1}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta}. \quad (21)$$

Выразим температуру через интеграл:

$$t = \frac{\rho p_2^2}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta} \int_0^l \left[\frac{-d^4 y + 4 d^2 y^3 + \left(\frac{3 d^5}{8} - 2 d^3 y^2 + 2 d y^4 \right)}{\right] dl + \frac{2 \rho}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta} \int_0^l v_1 dl. \quad (22)$$

Определим температуру у стенки трубопровода при $y = d/2$.

После подстановки значения y , очевидно, что температура стенки будет:

$$t = \frac{\rho v_1 l}{32 \mu^2 l^2 p_1 \beta}. \quad (23)$$

При $d = 0$, т.е. в центре трубы:



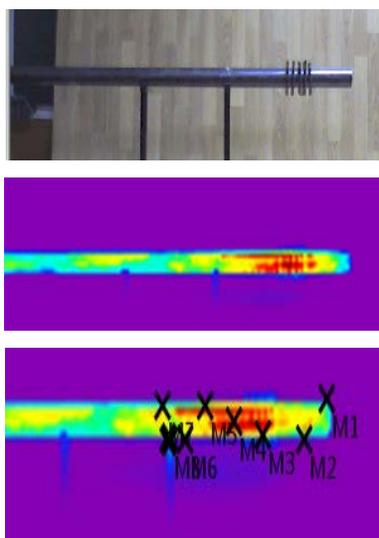


Рис. 4. Экспериментальная установка: а – в сборе; б – тепловизионное изображение; в – измеряемые точки; г – результаты обработки.

Опыт 629:

а

Выделение областей теплового изображения

№:	Темп. [°C]	Излуч.	Отраж. темп. [°]	Примечание
M1	37,3	0,24	20,0	
M2	42,0	0,24	20,0	
M3	109,9	0,24	20,0	
M4	128,5	0,24	20,0	
M5	94,1	0,24	20,0	
M6	44,2	0,24	20,0	
M7	77,7	0,24	20,0	
M8	55,6	0,24	20,0	

б

в

г

Примечание

$$t = \frac{\rho}{32\mu^2 l p_1 \beta} \left(\frac{3dp_2^2}{8} + 2v_1 \right). \quad (24)$$

$$t = \frac{\rho \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right)^2 \cdot \left(\frac{d}{4\mu l} \right)^2 \cdot p_1^2 \beta^2 t^2}{2 p_1 \beta}. \quad (25)$$

Поскольку в выражении (25) температура не равна 0, оно получит вид:

$$t = \frac{2 p_1}{\rho \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right)^2 \cdot \left(\frac{d}{4\mu l} \right)^2 \cdot p_1^2 \beta}. \quad (26)$$

Учитывая, что в центре $y = 0$, из формулы (26) получим

$$t = \frac{2 p_1}{\frac{\rho d^6}{256 \mu^2 l^2} \cdot p_1^2 \beta} = \frac{512 \mu^2 l^2}{\rho d^6 p_1 \beta}. \quad (27)$$

3.

Проведём анализ формулы (27). Из неё следует, что снижению температуры будут способствовать:

- увеличение диаметра трубопровода, что не всегда возможно с учётом конструктивных особенностей системы охлаждения; с другой стороны, этот факт свидетельствует о правильности проведённого нами усовершенствования;

- увеличение плотности газа, что на данном этапе разработки топливных средств является нереальным;

- увеличение давления при подаче;

– снижение длины трубы, что приведёт к тому, что на выходе температура отработавших газов будет очень высокой.

Варьируя параметрами, входящими в зависимость (27), можно изменять параметры разработанной установки охлаждения до желаемых температурных режимов.

Считая, что отработавшие газы при прохождении по трубе охлаждаются, длину её на входе примем за единицу. При этом по мере удаления от точки присоединения трубопровода к двигателю температура по длине l будет изменяться. После подстановки исходных данных в уравнение (27), при $l = 1$, среднестатистическом давлении в системе $p = 0,15$ МПа, $\mu = 1$, $\rho = 0,4$ и диаметре $d = 0,05$ м, температура будет равна $140,034^\circ\text{C}$. Изменение её в дальнейшем – на рис. 3.

Получается, что на рассматриваемом участке изменение температуры можно считать прямой вида

$$t = \frac{40}{155} l + 103 = 0,258l + 103. \quad (28)$$

Таким образом, полученная зависимость (27) позволяет оценить изменение температуры отработавших газов по мере их перемещения по длине трубопровода.

Экспериментальные исследования проводились в соответствии с матрицей планирования [4] на смонтированной установке, представляющей собой трубу $l = 1,5$ м

**Регрессионные зависимости при определении изменения температуры остывания
отработавших газов по длине трубопровода**

Точка замера	Регрессионная зависимость
1.	$Y = 64,60 + 8,36X_1 + 7,19X_1X_2$
2.	$Y = 111,81 - 7,51X_1 - 2,14X_3$
3.	$Y = 114,87 - 9,18X_1 - 3,08X_3$
4.	$Y = 127,22 - 15,76X_1$
5.	$Y = 131,03 - 13,82X_1$
6.	$Y = 134,31 - 3,74X_2 - 1,54X_3 - 2,67X_1X_2 + 1,64X_1X_3$
7.	$Y = 129,85 + 8,29X_1 - 5,04X_2 - 3,33X_1X_2$
8.	$Y = 117,59 + 7,4X_1 - 3,27X_2$
9.	$Y = 122,34 + 2,76X_1X_2$
10.	$Y = 116,93 - 3,47X_3$
11.	$Y = 107,5 - 3,93X_1X_3$
12.	$Y = 107,01 + 12,84X_1 - 3,2X_2 - 4,2X_3 - 2,61X_1X_2 - 1,4X_1X_3$
13.	$Y = 101,30 - 3,69X_3 - 2,87X_1X_3 - 2,81X_2X_3$
14.	$Y = 113,63 - 7,12X_1 - 3,79X_2$
15.	$Y = 111,77 - 7,55X_1 - 3,99X_2 - 4,48X_3 - 4,05X_1X_2$

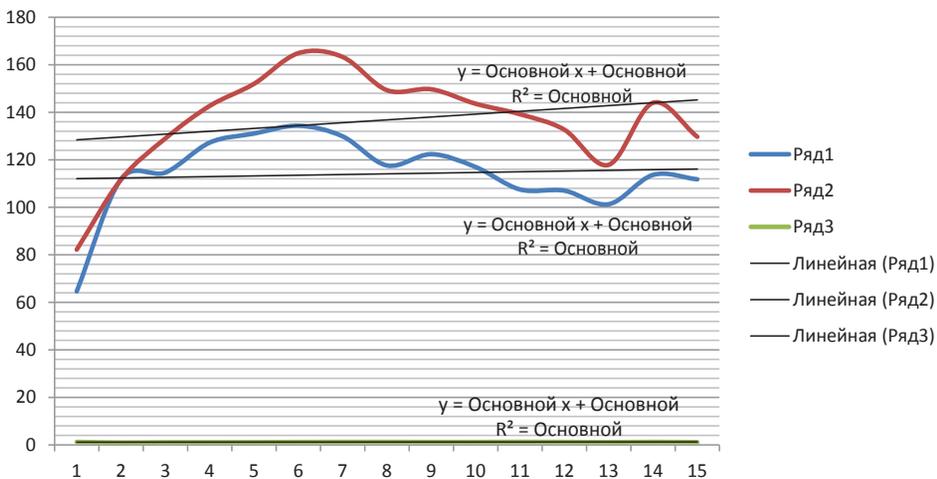


Рис. 5. Изменение температуры по длине трубы.

и диаметром $d = 50$ мм, выполненную из стали 40Х.

Для устранения побочного эффекта теплоотдачи на сторону (поверхность опирания) труба была установлена на подставках высотой 450 мм над уровнем опорной поверхности. Учитывая трёхфакторность эксперимента, для выявления взаимовлияния факторов, определяемых размерами теплоотводящих сменных пластин толщиной δ , стороной b и расстоянием между ними, нами были зафиксированы их предполагаемые величины (см. таблицу 1). Число параллельных опытов $k = 3$. Длина $l = 525$ мм соответствовала начальной длине формирования ламинар-

ного потока и определялась по зависимости (5).

При проведении эксперимента делались замеры изменения температуры трубы при её нагреве до 215–220°С (на входе). Температура помещения – 22°С. После нагрева градиент температур по длине трубы после её остывания в течение 3 минут фиксировался при помощи тепловизора.

Учитывая неравномерное распределение температуры по сечению трубы, регистрация температуры проводилась по верхнему контуру, центру и нижнему контуру трубы через 35 мм, что на тепловизиорном изображении будет составлять 3,5 мм. (Наружный диаметр трубы равен 50 мм,



а в тепловизорном изображении — 5 мм). Тогда на исследуемой длине 525 мм необходимо провести фиксирование температуры трубы в $525/35 = 15$ точках сечения, начиная от крайней правой (см. рис. 4).

Все проведённые замеры были проверены на воспроизводимость опытов по критерию Кохрена с доверительной вероятностью 0,95 при числе опытов 8 и числе степеней свободы $f = 3 - 1 = 2$.

4.

Полученные по методике [4] уравнения регрессии (см. таблицу 2) с учётом значимости каждого коэффициента позволяют определить качественную картину охлаждения системы по длине трубопровода. Значимость каждого коэффициента уравнения регрессии оценивалась по критерию Стьюдента при доверительной вероятности 0,95.

Анализ таблицы 2 показывает, что в каждом сечении трубопровода на отклонение от среднестатистической температуры от своего значения оказывает влияние практически каждый из рассматриваемых факторов. Интерес представляет точка 1 (на входе в систему охлаждения), в которой предлагаемые мероприятия усовершенствования системы охлаждения трубопровода ведут к увеличению температуры. Во всех остальных случаях усовершенствование конструкции ведёт к снижению температуры — свидетельство того, что параметры пластин необходимо выполнять максимально большими, отвечающими конструктивным особенностям системы охлаждения. Особое влияние оказывает первый фактор — толщина пластины.

Предлагаемое конструктивное решение позволяет снижать температуру нагрева по длине трубопровода, причём интенсивность этого процесса возрастает при увеличении толщины пластины. Значимость каждого фактора не является одинаковой по длине пластины. Например, в точках 6, 12, 13 и 14 на процесс остывания оказывают все исследуемые факторы. Это явно говорит о том, что в предлагаемой конструкции нужно не только чередование

устанавливаемых элементов по геометрическим характеристикам (толщина и размер пластины δ и b соответственно), но и чередование их на различном расстоянии друг от друга.

Приняв осреднённые значения, например, для второй точки, получим, что температура остывания окажется $111,81 - 8,36 \cdot 0,003 - 2,14 \cdot 0,032 = 111,71^\circ\text{C}$.

Сравнивая со среднестатистическим значением температуры, определим относительную погрешность проведения эксперимента, которая не превышает 0,1 %.

Результаты эксперимента приведены на рис. 5.

Видно, что линеаризация полученных зависимостей свидетельствует о снижении температуры по длине трубопровода. Выберем область значений, на которой рационально усовершенствование конструкции: $1,207 l + 127,19 = 0,280 l + 111,7$. (29)

Отсюда $l = -16,61$, в долях от 1 м.

Сравним полученные результаты с результатами вычислений температуры по (27), взятые на том же участке трубы единичной длины (см. рис. 2 и зависимость 28). Полученная зависимость хорошо коррелирует с зависимостями, полученными теоретическим путём (см. рис. 2 и 5).

Проведённые экспериментальные исследования позволили выявить физическую картину процесса нагревания и остывания трубопровода по длине. Отмечено, что при максимальном значении первого фактора — толщины пластины максимум температуры наблюдается в точке 4, а при минимальном значении — в точке 6.

ЛИТЕРАТУРА

1. Установка для очистки и охлаждения выхлопных газов. [Электронный ресурс]: <http://www.findpatent.ru/patent/216/2160841.html>. Доступ 11.11.2017.
2. Устройство и принцип работы бензинового двигателя. [Электронный ресурс]: <http://krutimotor.ru/benzinovyj/ustrojstvo/vypusknaya-sistema>. Доступ 11.11.2017.
3. Справочник машиностроителя / Под ред. А. Н. Ачеркана: В 6 т. — Т. 2. — М.: Машиностроение, 1974. — 656 с.
4. Сладкова Л. А., Ивановский В. С. Технические основы создания машин: Учеб. пособие. — Балашиха: ВТУ, 2010. — 252 с. ●

Координаты авторов: Сладкова Л. А. — rich.cat2012@yandex.ru, Неклюдов А. Н. — neklyudov.an@gmail.com, Рожнов Е. Ф. — roznov_88@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 14.01.2018, принята к публикации 11.03.2018.