

УДК 613.6:621.43

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ОКСИДОВ УГЛЕРОДА И ИЗБЫТКОВ ТЕПЛОТЫ В ГАЗОВОЗДУШНОЙ СРЕДЕ ПОМЕЩЕНИЯ

Б.Ч. МЕСХИ, Е.И. МАСЛОВ, А.Н. СОЛОВЬЁВ, Ю.И. БУЛЫГИН, Д.А. КОРОНЧИК

(Донской государственный технический университет)

Представлены результаты математического и экспериментального моделирования процессов распространения угарного газа и избытков теплоты в воздушной среде гаражного помещения. На основе теоретико-экспериментального метода получены адекватные экспериментальным данным поля подвижности воздуха, концентрации оксидов углерода и температуры внутри исследуемого помещения.

Ключевые слова: *загазованность, избытки теплоты, концентрация, температура, вентиляция.*

Введение. Снижение эмиссии вредных веществ (ВВ) в рабочую зону операторов участков обкатки машиностроительных предприятий является актуальной задачей [1]. С другой стороны, выбросы при горячей обкатке машин «тёплые», что приводит к образованию в загазованной рабочей зоне областей с неудовлетворительными параметрами микроклимата. В результате формируется целый комплекс опасных и вредных производственных факторов (ОВПФ), таких как загазованность, повышенная подвижность воздуха и температура. Каждый из ОВПФ необходимо учитывать, так как они оказывают определённое влияние друг на друга, что в конечном итоге сказывается на точности моделирования.

Постановка задачи. Математическое моделирование процессов распространения вредных веществ в воздушной среде вентилируемых помещений связано с рядом трудностей.

Во-первых, результаты физического моделирования исследуемых процессов позволяют уточнить как сами модельные уравнения, так и их начальные и граничные условия.

Во-вторых, доминирующее влияние на формирование полей загазованности, подвижности воздуха и температуры оказывают коэффициенты турбулентной диффузии (обмена) и теплопроводности газовой смеси в помещении, входящие в систему дифференциальных уравнений. В системе используются дифференциальные уравнения, описывающие процессы конвективно-диффузионного теплопереноса, введенные в работах М.Я. Берлянда [2], Г.И. Марчука [3], С.В. Патанкара [4].

Поэтому вполне обоснованной выглядит поставленная в работе задача – исследовать поведение математической модели, описывающей распространение угарного газа и избытков теплоты в воздушной среде заранее выбранного модельного объекта с простой геометрической формой и известным внутри стационарным источником загрязнений.

В качестве такого объекта – газовой камеры – был выбран типовой металлический гараж. Источником загрязнений являлся автомобиль ВАЗ 2104, отработанные газы от которого были отведены в центр гаражного помещения.

Математическая модель тепломассопереноса вредных веществ и избытков явной теплоты.

Система уравнений в общем виде

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial C_i}{\partial t} + \frac{\partial(u \cdot C_i)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot C_i)}{\partial y} + \frac{\partial((w + w_s) \cdot C_i)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left((A_{ix} + D_x) \cdot \frac{\partial C_i}{\partial x} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \cdot \left((A_{iy} + D_y) \cdot \frac{\partial C_i}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left((A_{iz} + D_z) \cdot \frac{\partial C_i}{\partial z} \right) + \sum Q_i^j(t) \cdot \delta(r - r_j); \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} u &= \frac{\partial P}{\partial x}, v = \frac{\partial P}{\partial y}, w = \frac{\partial P}{\partial z} \\ \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} &= 0, \end{aligned} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \rho \cdot C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(u \cdot T)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot T)}{\partial y} + \frac{\partial((w + w_s) \cdot T)}{\partial z} \right) &= \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left((\lambda + \lambda_i + \lambda_p) \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \cdot \left((\lambda + \lambda_i + \lambda_p) \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left((\lambda + \lambda_i + \lambda_p) \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \sum Q_{vi}^j(t) \cdot \delta(r - r_j), \end{aligned} \right. \quad (3)$$

где

$$\lambda_i = \frac{C_p \cdot \rho \cdot P_{rd} \cdot A_{\Pi}}{P_{\Pi}}, \quad (4)$$

C_i – концентрация i -го ВВ в помещении, мг/м³; t – текущее время, с; u, v, w – компоненты вектора скорости воздушной среды, м/с; w_s – скорость оседания/подъёма примеси/газов; $A_{\Pi} = (A_x, A_y, A_z)$ – коэффициенты турбулентной диффузии в помещении, м²/с; $D = (D_x, D_y, D_z)$ – коэффициенты диффузии i -го газа, м²/с; $Q_i^j(t)$ – интенсивность выброса i -го вредного вещества от j -го источника в помещении, кг/с; $\delta(r - r_i)$ – дельта-функция Дирака; $r_j = (x_j, y_j, z_j)$ – координаты источника выброса, м; ρ – плотность газовой смеси, кг/м³; C_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг · К); λ – коэффициент теплопроводности i -го газа, Вт/(м·К); λ_i – коэффициент турбулентной теплопроводности, Вт/(м·К); λ_p – коэффициент радиационной теплопроводности, Вт/(м·К); Q_{vi}^j – интенсивность внутренних источников тепла, Вт; P_{rd} – диффузионное число Прандтля, P_{Π} – турбулентное число Прандтля.

Граничные условия для уравнения (1):

- на боковых стенках:

$$\frac{\partial C}{\partial n} = 0; \quad (5)$$

в последнем равенстве указывается, что стенки помещения, в котором проводятся исследования, являются непроницаемыми для концентрации загрязняющего вещества;

- на входной и выходной границе:

$$\frac{\partial C}{\partial n} = -\frac{q}{A_{\Pi}} \cdot C, \quad (6)$$

где $q = \begin{cases} v_n, v_n \geq 0 \\ 0, v_n < 0. \end{cases}$, это означает, что поток примеси зависит от её концентрации, скорости v_n и

направления воздушного потока, индуцированного работой вентиляции.

Граничные условия для уравнения (2):

- на твердых стенках

$$\frac{\partial P}{\partial n} = 0, \quad (7)$$

где n – единичный вектор внешней нормали. Это означает, что стенки исследуемого помещения являются непроницаемыми для воздушных потоков;

- на выходной границе

$$\frac{\partial P}{\partial n} = v_n, \quad (8)$$

где v_n – известное значение скорости;

- на входной границе (границе втекания воздушного потока в помещение)

$$P = const \quad (9)$$

(условие Дирихле).

Граничные условия для уравнения (3):

начальные условия заключаются в задании распределения поля значений температуры в начальный момент времени ($t = t_0$), т. е. предшествующий расчетному. Они должны быть заданы в виде функции

$$T_{t_0} = f(x, y, z) - \quad (10)$$

для пространственной задачи;

- на боковых стенках

$$\frac{\partial T}{\partial n} = -\frac{a}{\lambda_t} \cdot (T_n - T_c), \quad (11)$$

данное уравнение обозначает, что со стенками помещения ведется теплообмен. Здесь должны быть заданы коэффициент теплоотдачи a и температура окружающей тело среды T_c ;

- на входной границе (границе втекания воздушного потока в помещение)

$$T = const - \quad (12)$$

известное и постоянное значение температуры втекаемого в помещение потока воздуха;

- на выходной границе $\frac{\partial T}{\partial n} = -\frac{v_n}{\lambda_t} \cdot (T_n)$, что означает, что поток температуры примеси за-

висит от её температуры, скорости v_n и направления воздушного потока, индуцированного работой вентиляции.

В ходе экспериментальных работ граничные условия уточняются.

Коэффициенты турбулентного обмена A_{Π} . При турбулентном течении потока и турбулентном переносе коэффициенты A_{Π} пропорциональны диссипируемой энергии и определяющему размеру рассматриваемого источника. Для вентилируемых помещений, зная величину энергии, поступающей в помещение, и определяющий размер источника, можно определить коэффициент турбулентного обмена в плоскости (x, y) , m^2/c :

$$A_x = A_y = 0,25 \cdot \varepsilon^{1/3} \cdot l_{\Pi}^{4/3}, \quad (13)$$

где ε – кинетическая энергия воздушных потоков в помещении; l_{Π} – определяющий размер помещения, равный для прямоугольных отверстий и сечений неправильной формы

$$l_{II} = \sqrt{F}, \text{ м}, \quad (14)$$

где F – площадь сечения помещения, перпендикулярная направлению движения воздушных потоков.

Коэффициент турбулентного обмена по высоте помещения находится из зависимости, предложенной М. Я. Берляндом для наибольших классов устойчивости воздушной среды:

$$A_{IIz} = A_{z=1} \cdot (z/z_1), \quad (15)$$

что допустимо для исследуемого помещения. Здесь $A_{z=1}$ – коэффициент турбулентного обмена на высоте 1 м, $z_1 = 1$ м, z – текущая высота помещения, м.

Кинетическая энергия воздушных потоков в помещении ε определяется из формулы

$$\varepsilon = \varepsilon_{II} + \varepsilon_{TC} + \varepsilon_{ДП} - \varepsilon_{BC}, \quad (16)$$

куда входят соответственно энергии приточных струй ε_{II} , тепловых струй ε_{TC} , движущихся предметов $\varepsilon_{ДП}$ и вытяжных струй ε_{BC} . Величины ε_{II} , ε_{TC} , $\varepsilon_{ДП}$ учитываются в модели рассеивания ВВ и находятся из формул:

$$\varepsilon_{II} = \frac{L}{V_{II}} \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2}; \quad (17)$$

$$\varepsilon_{TC} = \frac{g \cdot \bar{Q} \cdot z}{C_p \cdot T_0 \cdot \rho_a} \cdot \frac{1+n}{4}; \quad (18)$$

$$\varepsilon_{ДП} = \left[\frac{\xi \cdot F_n \cdot v_n^3 \cdot \rho}{2 \cdot G_n} \right] \cdot \left[\frac{\tau}{3600} \right], \quad (19)$$

где L/V_{II} – кратность воздухообмена в помещении свободным объемом V_{II} ; v – средняя скорость выхода воздуха из приточных отверстий, м/с; ξ – коэффициент местного сопротивления на выходе из воздухораспределителей; \bar{Q} – теплонпряженность объема, Вт/м³; $g = 9,8$ м/с²; z – расстояние от полюса до рассматриваемой точки, м; $n = 0,8$ – экспериментальная константа; C_p – теплоемкость воздуха на удалении от источника; T_0 – температура воздуха в помещении на удалении от источника; ρ_a – плотность воздуха на удалении от источника, ξ – коэффициент аэродинамического сопротивления движущегося предмета; F_n – площадь поперечного сечения движущегося предмета; v_n – скорость движущегося предмета; τ – средняя продолжительность движения предмета с данной скоростью в течение 1 ч; G_n – масса воздуха в объеме помещения;

так как $G_n = V \cdot \rho$, где V – объем помещения, то:

$$\varepsilon_{ДП} = \left[\frac{\xi \cdot F_n \cdot v_n^3}{2 \cdot V} \right] \cdot \left[\frac{\tau}{3600} \right]. \quad (20)$$

Характеристика источника выделения вредностей

В уравнение (1) входит $Q_i^j(t)$ – интенсивность выброса i -го вредного вещества от j -го источника. В нашем случае источник загрязнения – это двигатель автомобиля ВАЗ 2104, который работает на холостом ходу. При этом с отработанными газами через шланговый отсос в воздух гаража поступают токсичные компоненты. Как показано в работе [5], одним из основных токсич-

ных компонентов, который учитывается при расчёте потребных воздухообменов на вентиляцию, является оксид углерода.

Для определения его массового выброса необходимо экспериментально определить концентрацию CO в отработавших газах (ОГ) источника и измерить расход отработавших газов автомобиля. Для одиночного стационарного источника функция $Q_i(t)$ может быть определена по формуле

$$Q_i(t) = \frac{C_{iД} \cdot Q_{ОГсрД}}{3600}, \text{ г/с}, \quad (21)$$

где $C_{iД}$ – концентрация ВВ в ОГ от i -го источника загрязнения, г/м³; $Q_{ОГсрД}$ – расход отработавших газов двигателя автомобиля на холостом ходу, м³/с.

Явное тепlopоступление в исследуемое помещение учитывается выражением

$$Q_{я} = C_{рОГ}^{XX} \cdot Q_{ОГ}^{XX} \cdot (T_{ОГ}^{XX} - T_0) \cdot A_{д}, \text{ кВт}, \quad (22)$$

где $C_{рОГ}^{XX}$ – изобарная теплоемкость ОГ на режиме холостого хода, Дж/кг · К; $T_{ОГ}^{XX}$ – температура ОГ на холостом ходу, К; T_0 – температура газовой среды в помещении, К; $A_{д}$ – количество источников.

Экспериментальные исследования. С целью обоснования адекватности разработанной математической модели распространения угарного газа, избытков теплоты и подвижности воздуха внутри заранее выбранного модельного объекта с простой геометрической формой и известным стационарным источником загрязнения были проведены экспериментальные исследования.

Одновременно в заданные моменты времени замерялись концентрации угарного газа, температура газовой смеси и скорость движения воздуха непосредственно в разных точках объёма исследуемой газовой камеры. Для оценки пространственного распределения вредных веществ по помещению применялся стационарный метод отбора проб (функции устройств для отбора и оперативного анализа проб выполняли электрохимические датчики газового анализа, которые с прибором размещались в фиксированных точках помещения).

Натурные исследования процессов проводились в гаражном помещении стандартных размеров (длина – 6,40 м, ширина – 3,30 м, высота – 2,30 м), схема которого (вид сверху) представлена на рис. 1.

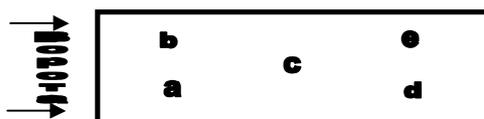


Рис. 1. Схема размещения измерительных точек в гаражном помещении

Измерения концентраций и температур газовой среды за разные промежутки времени проводились в пяти заданных точках камеры, где указаны их геометрические координаты: «а» (1.10,1.10,1.5), «б» (1.10,2.20,1.5), «в» (3.20,1.65,1.5), «г» (5.20,1.10,1.5), «е» (5.20,2.20,1.5). Геометрические параметры источника загрязнения соответствуют координатам точки «в» – центр помещения (см. рис. 1).

Согласно разработанной «Программе испытаний», замеры концентраций угарного газа в воздухе газовой камеры осуществлялись на высоте 1,5 м в характерных точках, представленных на схеме исследуемого объекта (см. рис. 1).

Измерения концентраций угарного газа в воздухе газовой камеры проводились в холодный период года (ноябрь) в течение часа по следующему графику (табл. 1).

Таблица 1

Последовательность взятия проб в течение часа

№ п/п	Номер пробы на газовый анализ	Время, прошедшее с начала эксперимента, с
1	I	0
2	II	175
3	III	325
4	VI	475
5	V	625
6	VI	1260
7	VII	2100
8	VIII	2700
9	IX	3300
10	X	3600

Для полноты исследования физической картины образования и распространения температурных полей и полей концентраций ВВ в камере испытания проводились для трёх характерных случаев: 1) закрытые ворота (вентиляционные отверстия заклеены); 2) открыта одна створка ворот; 3) ворота приоткрыты (щель размером 0,47 м).

Приборное оснащение эксперимента. Результаты измерений

Для измерения концентраций ВВ применялся газоанализатор Dräger X-am 5000 (Германия): метод измерения – электрохимический; диапазон показаний – CO: 0–2000 ppm, NO₂: 0–50 ppm, SO₂: 0–50 ppm (ppm – мг/м³); предел допускаемой основной погрешности – 5%.

Микроклиматические условия в помещении (температура и подвижность воздуха) измерялись согласно схеме, представленной на рис. 1, на высоте 1,5 м. Для измерений скорости движения воздушных потоков и температуры газовой среды использовался высокоточный дифференциальный манометр Testo 521. Он имеет внутренний сенсор с измерительным диапазоном от 0,1 до 100 ГПа и является прибором для измерений скорости потока от 0,1 до 100 м/с. Применяется совместно с трубкой Пито. Модель Testo 521-1 со встроенным сенсором давления имеет погрешность 0,2% от полной шкалы, а модель Testo 521-2 со встроенным сенсором давления имеет погрешность 0,1% от полной шкалы (рис. 2).

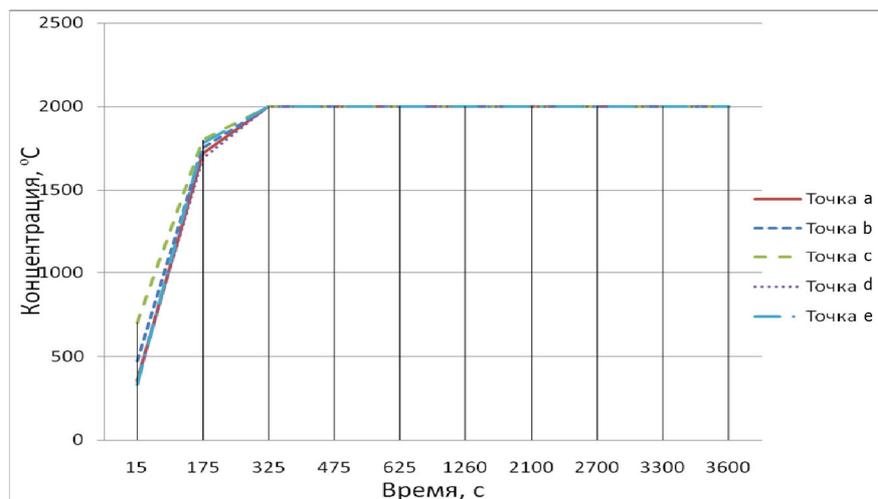


Рис. 2. Динамика изменения концентраций CO в газовой камере (точки а-е см. рис. 1)

Измерения температуры производились в холодный период года внутри помещения на высоте 1,5 м. Использовались ртутные термометры с точностью измерений до 0,1 °С. Зависимости температуры газовой смеси в камере в заданных измерительных точках представлены на рис. 3.

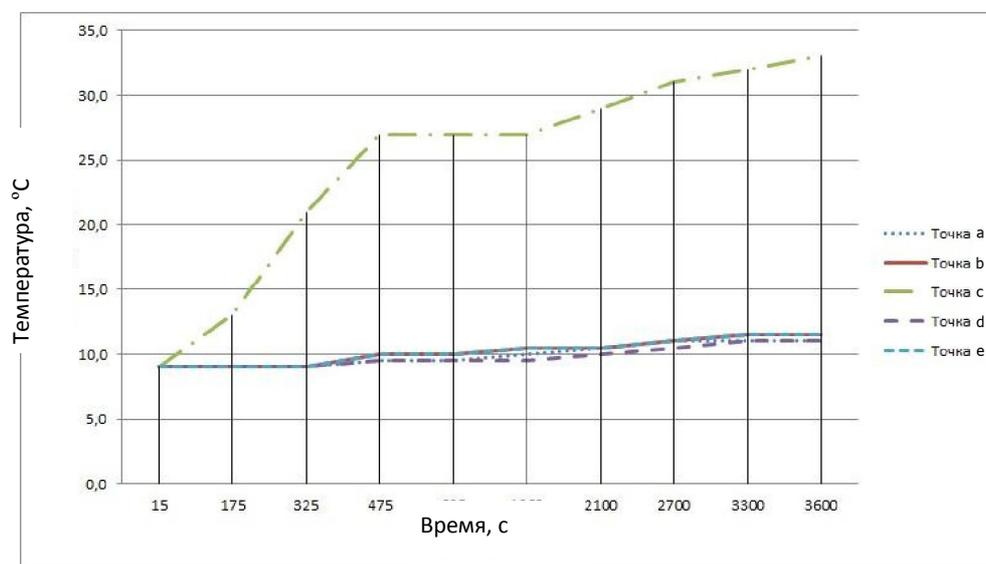


Рис. 3. Динамика изменения температуры газовой смеси в камере (точки а-е см. рис. 1)

Экспериментальное определение характеристик источника загрязнений

Массовый выброс СО от источника загрязнений $Q_{CO}(t)$ определялся экспериментально. Для проведения измерений использовался 4-компонентный газоанализатор СО-СН-СО₂-О₂ "АВТОТЕСТ-01.03-М" с вычислением коэффициента избытка воздуха λ . Краткие технические характеристики анализатора газа АВТОТЕСТ 01.03 М: диапазон измерения содержания оксида углерода СО 0–7 об. %, абсолютная погрешность $\pm 0,2\%$, относительная погрешность $\pm 6\%$.

Экспериментальное определение коэффициентов турбулентного обмена

Как следует из выражения (13), определяющее влияние на коэффициенты турбулентного обмена кроме геометрических размеров помещения оказывает кинетическая энергия газовой смеси в помещении. Точное определение данных коэффициентов невозможно, так как в формулы (17) – (19) входят трудноопределимые экспериментально величины: кратность вентиляции помещения; коэффициент аэродинамического сопротивления и ряд других. Поэтому в задачи экспериментальных исследований входила возможность оценки вышеприведённых величин.

Для корректного определения энергии приточных струй (17) в газовой камере были проведены экспериментальные работы по определению кратности вентиляции помещения гаража для двух исследуемых случаев: 1) открыта одна створка ворот; 2) ворота приоткрыты (щель размером 0,47 м). С этой целью вначале создавалась максимальная загазованность в помещении, а затем контролировалось время "спада" концентрации СО до фоновых значений. Параллельно измерялась скорость вытекания газовой смеси из камеры. Зная площади поперечных сечений отверстий вытекания газов S (2,56 м² и 1 м²), определяли необходимый воздухообмен и кратность вентиляции (табл. 2).

Таблица 2

Потребный воздухообмен и кратность вентиляции

Исследуемый случай	Время проветривания, τ_{np} , ч	Скорость вытекания газов из камеры, v_d , м/с (м/ч)	Потребный воздухообмен камеры, $L_{номп} = \tau_{np} \cdot S \cdot v_d$, м ³ /ч	Кратность воздухообмена, $k = \frac{L_{номп}}{V_{II}}, ч^{-1}$
Одна створка открыта	0,37	1 (3600)	3410	75
Щель размером 0,47 м	0,52	1,5 (5400)	2700	58

Затем по формулам (14) – (19) были рассчитаны энергии приточных и тепловых струй с учётом определяющих размеров помещения для каждого из случаев (табл. 3).

Таблица 3

Энергии приточных и тепловых струй

Исследуемый случай	Энергия приточных струй, $\mathcal{E}_{ПС}$, м ² /с ³	Энергия тепловых струй, $\mathcal{E}_{ТС}$, м ² /с ³	Суммарная энергия в камере \mathcal{E} , м ² /с ³	Определяющий размер помещения, $l = \sqrt{F}$, м
Одна створка открыта	0,75	0,000227	0,750227	1,6
Щель размером 0,47 м	0,58	0,000227	0,580227	1,0

Наконец, в соответствии с формулами (4), (13) и (15) определили значения коэффициентов турбулентной диффузии и турбулентной теплопроводности в помещении для исследуемого угарного газа для трёх изучаемых случаев. Результаты расчётов сведены в табл. 4.

Таблица 4

Коэффициенты турбулентной диффузии и теплопроводности

Исследуемый случай (вариант расчёта)	Коэффициенты турбулентной диффузии помещения камеры, м ² /с		Коэффициенты турбулентной теплопроводности помещения камеры, Вт/м·К		Коэффициент турбулентной диффузии газа, м ² /с	Коэффициент турбулентной теплопроводности газа, Вт/м·К
	$A_{ПХ} = A_{ПУ}$	$A_{ПЗ}$	$\lambda_{ГХ} = \lambda_{ГУ}$	$\lambda_{ГЗ}$		
Закрытые ворота	0	0	0	0	$15,2 \cdot 10^{-6}$	$26,2 \cdot 10^{-3}$
Открыта одна створка ворот	0,42	$A_{ПЗ=1,5} = 0,3$	504	$\lambda_{ГЗ=1,5} = 360$	$15,2 \cdot 10^{-6}$	$26,2 \cdot 10^{-3}$
Щель размером 0,47 м	0,2085	$A_{ПЗ=1,5} = 0,3$	240	$\lambda_{ГЗ=1,5} = 360$	$15,2 \cdot 10^{-6}$	$26,2 \cdot 10^{-3}$

Коэффициенты турбулентной диффузии угарного газа D_{CO} рассчитаны по формуле [6]:

$$D = \frac{4,3 \cdot 10^{-7} \cdot T^{3/2}}{p \cdot (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \quad (23)$$

где M_A , M_B – молярные массы CO и воздуха соответственно, г/моль; v_A , v_B – молярные объёмы CO и воздуха, см³; p – давление газовой смеси, Па; T – абсолютная температура газовой смеси, К.

Результаты модельных расчётов и сравнение их с экспериментальными данными.

В связи с тем, что на практике в различных помещениях всегда работает общеобменная или активная вентиляция, то случай 1 (закрытые ворота – вентиляционные отверстия заклеены) является наиболее подходящим для теоретических исследований процессов диффузии газа, без учета вентиляционных потоков. Данный случай помогает выяснить влияние газов на диффузионную составляющую уравнений системы, описывающей процесс теплопереноса, поэтому было принято решение подробнее рассмотреть данный вариант исследования.

Результаты модельных расчётов концентраций и температур газовой среды внутри гаражного помещения для первого случая – закрытые ворота (вентиляционные отверстия заклеены) – представлены на рис. 4–7.

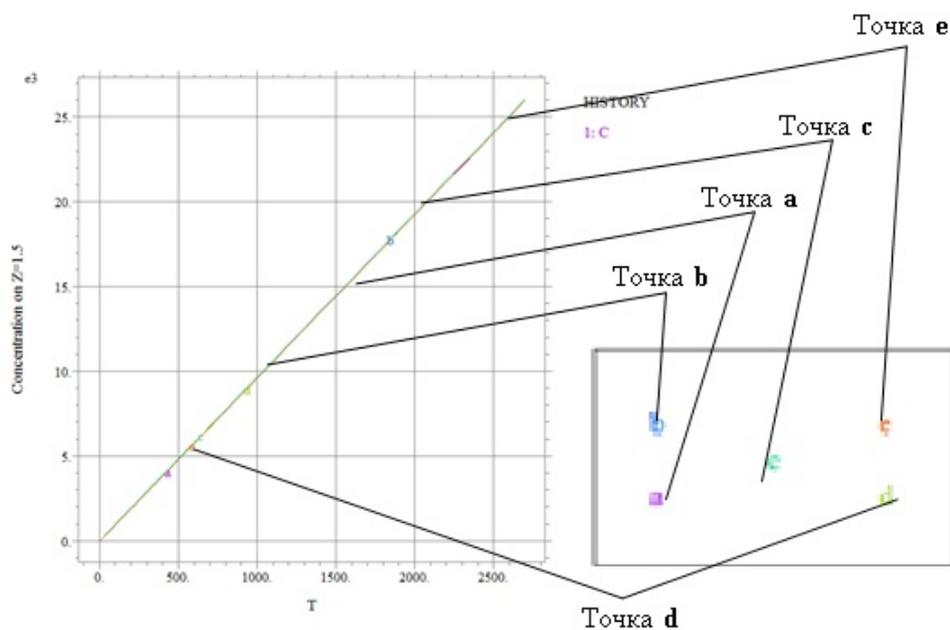


Рис. 4. Динамика изменения концентраций CO в газовой камере (точки а-е см. рис. 1)

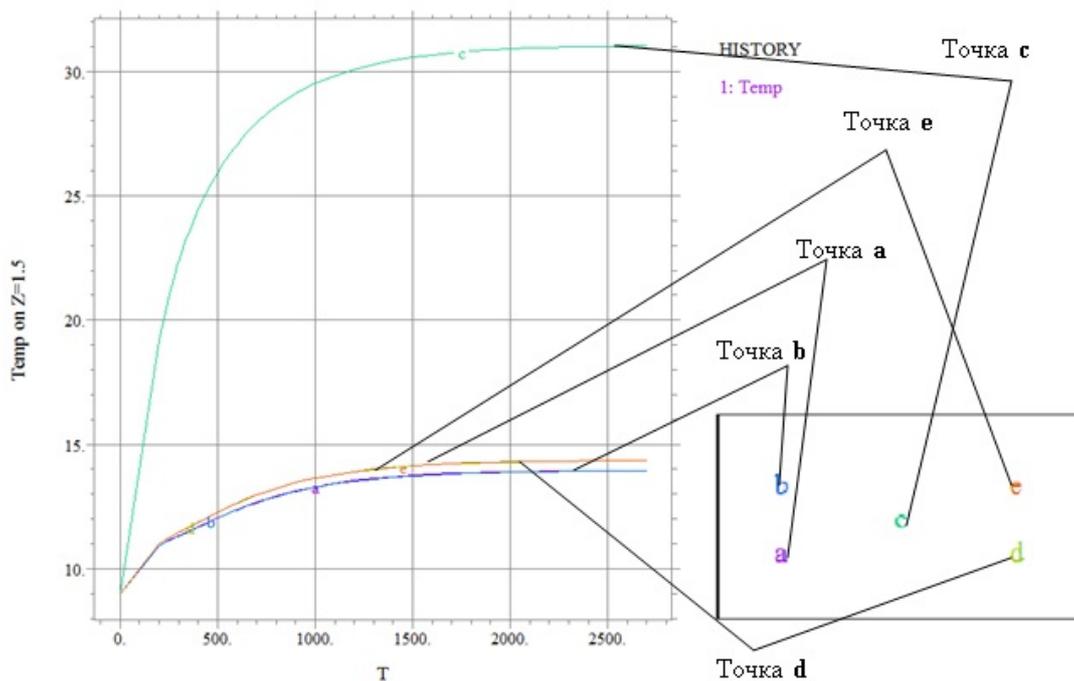


Рис. 5. Динамика изменения температуры газовой среды в камере (точки а-е см. рис. 1)

Как следует из графиков зависимостей (см. рис. 4, 5), процесс роста температуры в замкнутом объёме в значительной степени инерционный по сравнению с быстрым ростом концентрации угарного газа.

Также следует отметить, что концентрации ВВ быстро выравниваются по величине в разных частях исследуемого помещения (см. рис. 4), в отличие от температур газовой смеси,

где имеет место значительное расхождение между параметрами источника (точка «с» – максимальная температура) и другими расчётными точками (см. рис. 5). Очевидно, что последнее обстоятельство связано со сложными процессами теплообмена газовой камеры с окружающей средой.

Картина сформированных полей концентраций ВВ и температур газовой среды исследуемого помещения в вертикальном «срезе» на момент времени 2700 с представлена на рис. 6, 7. Как видно из результатов модельных расчётов, по высоте помещения имеет место чёткое расслоение концентраций СО, причём их максимум приходится в центре помещения у потолка. Тёплый угарный газ поднимается вверх, скапливаясь у потолка. В результате концентрации отличаются у пола и потолка в 2 раза. Несколько иное расслоение имеет место по температурам в помещении. Картина имеет симметричную форму, влияние на которую оказывает теплообмен с окружающей камеру средой. Необходимо отметить, что исследования проводились в «холодный» период года и разница температур ОГ и атмосферного воздуха составляла около 40–50 °С.

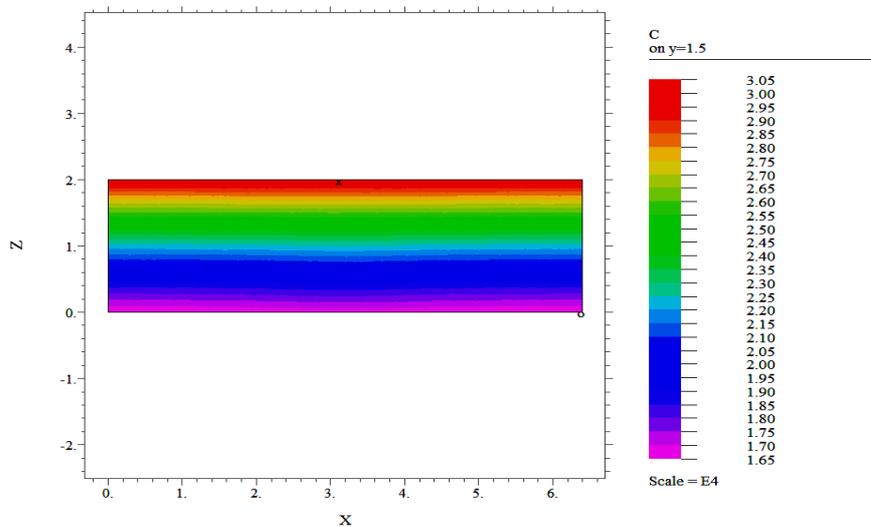


Рис. 6. Поле концентраций СО в газовой камере на высоте 1,5 м от пола (точки а-е см. рис. 1)

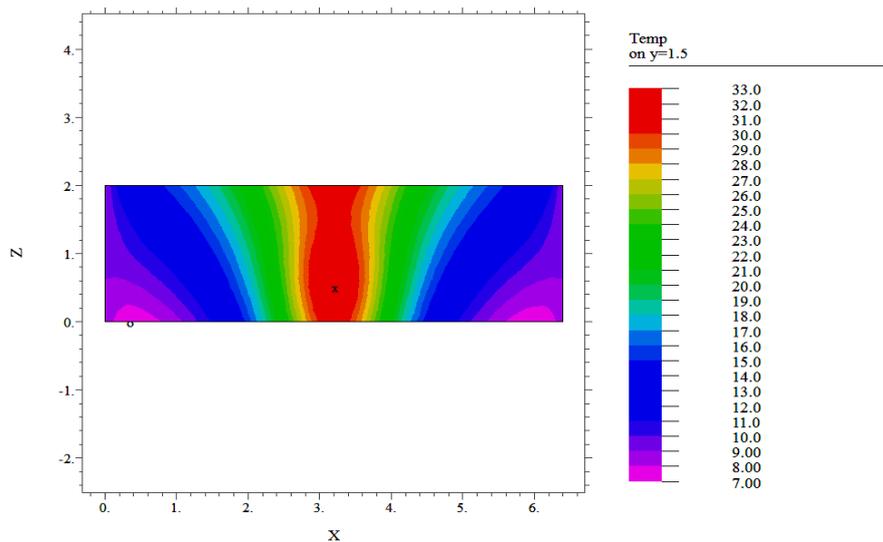


Рис. 7. Поле температур газовой среды в камере на высоте 1,5 м от пола (точки а-е см. рис. 1)

Наконец, на рис. 8, 9 даны графики изменения концентраций и температур внутри закрытого помещения камеры во времени, полученные как экспериментально, так и в результате расчёта по разработанной математической модели.

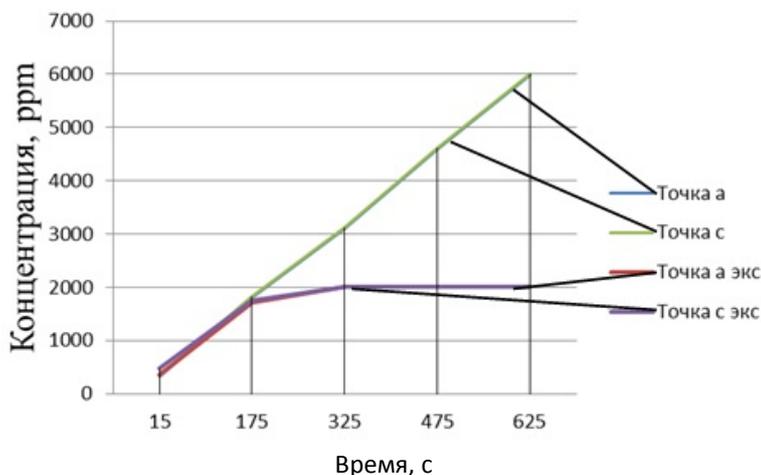


Рис. 8. Сравнение теоретически рассчитанных концентраций CO в газовой среде камеры по модели с экспериментальными данными (точки а, с см. рис. 1). Случай – ворота закрыты

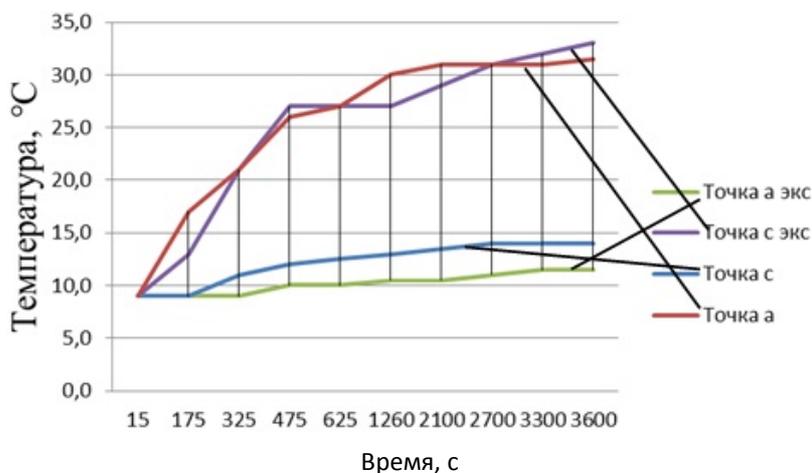


Рис. 9. Сравнение теоретически рассчитанных температур газовой среды камеры по модели с экспериментальными данными (точки а, с см. рис. 1). Случай – ворота закрыты

Как видно из рис. 8, отклонение экспериментальных данных от расчётных концентраций CO в воздушной среде исследуемой камеры составляет не более 2–3%, что соответствует пределу допускаемой основной погрешности измерительной аппаратуры – 5% в интервале времени 0–175 с. Дальнейшее расхождение расчётных и экспериментальных зависимостей в интервале 175–625 с связано с тем, что газоанализатор Dräger X-am 5000 имеет ограниченный предел измерений по CO до 2000 ppm и не позволяет определить дальнейшее возрастание концентраций.

На рис. 9 представлены графики динамики изменения температуры газовой среды исследуемой камеры в течение часа, полученные как в результате численного моделирования, так и при проведении натурного эксперимента. Сравнение произведено для двух характерных точек помещения.

Как следует из рис. 9, отклонение экспериментальных данных от расчётных температур газовой среды камеры составляет не более 2–3 °С, что является вполне допустимым для моделирования таких достаточно сложных явлений теплопереноса веществ в замкнутом пространстве.

Выводы.

1. Разработана математическая модель процессов распространения газообразного вещества и избытков теплоты в воздушной среде гаражного помещения.
2. Доказана адекватность представленной математической модели путём сравнения результатов численных расчётов искомых параметров внутри исследуемого помещения с параметрами, определёнными экспериментально на основе построенной физической модели.
3. Показана возможность применения разработанной модели при исследовании загазованности производственных помещений и для определения параметров микроклимата в рабочих зонах.

Библиографический список

1. Математическая модель процессов распространения вредных веществ и избытков явной теплоты в производственных помещениях / Б.Ч. Месхи [и др.] // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2010. – Т. 10. – С. 1031–1038.
2. Берлянд М.Я. Прогноз и регулирование загрязнения атмосферы / М.Я. Берлянд. – Л.: Гидрометеиздат, 1985. – 272 с.
3. Марчук Г.И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды / Г.И. Марчук. – М.: Наука, 1982. – 320 с.
4. Патанкар С.В. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С.В. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 149 с.
5. Моделирование процессов переноса и ассимиляции вредных веществ в загазованном помещении участка обкатки / Л.Н. Алексеенко [и др.] // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2009. – Спецвыпуск. Технические науки. Ч. I. – С. 56–69.
6. Конечно-элементное моделирование активной вентиляции загрязнённых помещений / Л.Н. Алексеенко [и др.] // V Всероссийская школа-семинар. Математическое моделирование и биомеханика в современном университете, 1–5 июня 2009 г. – С. 9.

Материал поступил в редакцию 10.05.11.

References

1. Matematicheskaya model` processov rasprostraneniya vredny`x veshhestv i izby`tkov yavnoj teploty` v proizvodstvenny`x pomeshheniyax / B.Ch. Mesxi [i dr.] // Vestn. Donsk. gos. texn. un-ta. – 2010. – T. 10. – S. 1031–1038. – In Russian.
2. Berlyand M.Ya. Prognoz i regulirovanie zagryazneniya atmosfery` / M.Ya. Berlyand. – L.: Gi-drometeoizdat, 1985. – 272 s. – In Russian.
3. Marchuk G.I. Matematicheskoe modelirovanie v probleme okruzhayushhej sredy` / G.I. Mar-chuk. – M.: Nauka, 1982. – 320 s. – In Russian.
4. Patankar S.V. Chislenny`e metody` resheniya zadach teploobmena i dinamiki zhidkosti / S.V. Patankar. – M.: E`nergoatomizdat, 1984. – 149 s. – In Russian.
5. Modelirovanie processov perenosa i assimilyacii vredny`x veshhestv v zagazovannom po-meshhenii uchastka obkatki / L.N. Alekseenko [i dr.] // Vestn. Donsk. gos. texn. un-ta. – 2009. – Speczvy`pusk. Texnicheskie nauki. Ch. I. – S. 56–69. – In Russian.
6. Konechno-e`lementnoe modelirovanie aktivnoj ventilyacii zagryaznyonny`x pomeshhenij / L.N. Alekseenko [i dr.] // V Vserossiyskaya shkola-seminar. Matematicheskoe modelirovanie i biomex-anika v sovremennom universitete, 1–5 iyunya 2009 g. – S. 9. – In Russian.

MATHEMATICAL AND EXPERIMENTAL SIMULATION OF CARBON OXIDES AND EXCESS HEAT PROPAGATION IN GAS-AIR INDOOR ENVIRONMENT

B.C. MESKHI, E.I. MASLOV, A.N. SOLOVYEV, Y.I. BULYGIN, D.A. KORONCHIK
(Don State Technical University)

Results of the mathematical and experimental simulation of the distribution of carbon monoxide and excess heat in the air of the garage premises are presented. Fields of air movement, carbon oxide concentration and temperature indoor comparable to the experimental data have been obtained on the ground of the theoretical and experimental method.

Keywords: *air pollution, excess heat, concentration, temperature, ventilation.*