

*prochnost' mashin*. No. 57. Kharkov: KhGPU, 2000. 16–23. Print. 2. Tarsis, E. Ju. "Kontaktная задача для плоского тела с односторонними жесткими ограничениями." *Vestnik NTU «KhPI»*. No. 6. Kharkov: NTU «KhPI», 2001. 251–255. Print. 3. Rvachev, V. L., and E. Ju. Tarsis "Variacionno-strukturnyj metod dlja reshenija zadach teorii uprugosti na osnove funkcionala Rejssnera." *Visnik Inzhenernoi akademii Ukraïni*. No. 3. Kiïv, 2001. 17–20. Print. 4. Tarsis, E. Ju. "Issledovanie jeffektivnosti variacionno-strukturnogo metoda dlja funkcionala Rejssnera v smeshannyh zadachah teorii uprugosti." *Vestnik Har'kovskogo gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta*. No. 29. Kharkov: KhGPU, 1999. 34–42. Print. 5. Rvachev, V. L. *Teorija R-funkcij i nekotorye ee prilozhenija*. Kiev: Nauk. dumka, 1982. Print. 6. Rvachev, V. L., and N. S. Sinekop. *Metod R-funkcij v zadachah teorii uprugosti i plastichnosti*. Kiev: Nauk. dumka, 1990. Print.

*Поступила (received) 31.03.2014*

УДК 532.57:519.63

**Н.С. ТИМОШЕНКО**, аспирант ДонНУ, Донецк;  
**А.Н. СЕМКО**, д-р. техн. наук, проф., ДонНУ, Донецк

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛИ ВЫТЯЖНОГО ГАЗОХОДА ДЛЯ ДУГОВЫХ СТАЛЕПЛАВИЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

Выполнено исследование модели кольцевого вытяжного газохода с равномерным всасыванием газа, представляющего собой часть системы аспирации дуговой сталеплавильной печи. Разработана инженерная методика расчета параметров газохода. Предложенная конструкция газохода обеспечивает равномерное всасывание газа по всей длине, что при использовании его в системе аспирации ДСП будет способствовать снижению и локализации пылегазовых выбросов. Сравнение результатов расчетов по инженерной методике и численного решения в пакете прикладных программ с результатами экспериментов на модели линейного вытяжного газохода, показало хорошее совпадение.

**Ключевые слова:** сталеплавильная печь, модель газохода, аспирация, теория вентиляции, визуализация потока.

**Введение.** При выплавке стали в дуговых сталеплавильных печах (ДСП) выделяется большое количество запыленных технологических газов, которые надо отводить из печи и утилизировать. Средний выход газа из печи составляет  $200–300\text{ м}^3$  на 1 тонну производимой стали. Запыленность газа составляет от 10 до  $50\text{ г/м}^3$ . Как показывают исследования [1–3] с пылегазовыми выбросами теряется в среднем 15% вводимой энергии и до 2,5% металлошхты в виде плавильной пыли. С целью повышения энергоэффективности производства стали в ДСП и снижению количества неорганизованных выбросов представляется актуальным оптимизировать систему газоудаления. Оптимальная конструкция и правильно организованная работа вытяжного газохода позволит минимизировать неорганизованные выбросы и снизить вынос материалов из печи в виде плавильной пыли.

---

© Н. С. Тимошенко, А. Н. Семко, 2014

**Состояние вопроса.** Традиционно аспирация пылегазовой среды из рабочего пространства ДСП производится через газоотводящий патрубок (рис.1, а). В работе [4] авторами была предложена новая конструкция системы аспирации ДСП, представляющая собой кольцевой газоход со щелями переменной площади, установленный в верхней камере свода печи (рис.1, б). Такие конструктивные особенности газохода обеспечивают повышение гидравлического сопротивления в зоне газоотводящего патрубка и снижение его по определенному закону к противоположной стороне вытяжного газохода. Всасывание пылегазового потока равномерно через все щели вытяжного газохода создает в рабочем пространстве печи газодинамическую ситуацию со значительно меньшей средней скоростью потока, что способствует уменьшению интенсивности выноса плавильной пыли из печи. Такую систему газоподведения назвали *системой распределенной аспирации*.

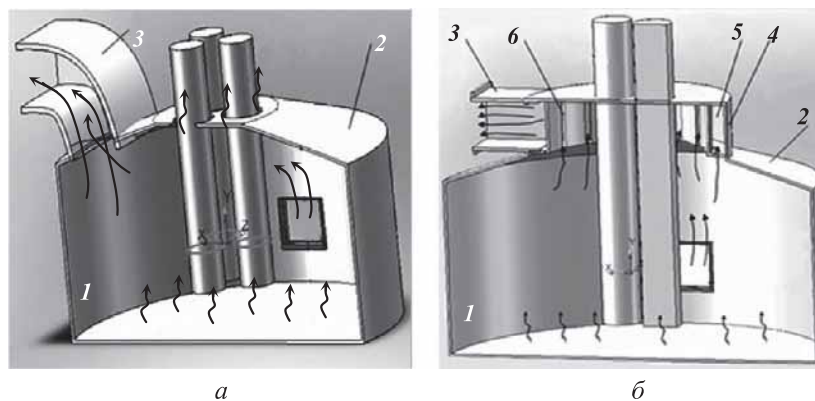


Рис. 1 – Схемы традиционной а) и распределенной б) систем аспирации ДСП: 1 – корпус печи, 2 – свод, 3 – газоотводящий патрубок, 4 – верхняя камера, 5 – кольцевой газоход, 6 – щели переменной площади в кольцевом газоходе, стрелками показано направление движения пылегазовой среды.

Для проверки возможности реализации равномерного притока газа в такой конструкции, была разработана математическая модель линейного вытяжного газохода со щелями переменной площади. Методика расчета газохода строится в рамках традиционной *теории вентиляции* и позволяет получить размеры щелей, обеспечивающих равномерный расход газа [5]. Было показано хорошее совпадение результатов расчетов параметров газохода по разработанной методике с результатами экспериментов и численного моделирования. На основе проведенных исследований сделан вывод о возможности реализации идеи вытяжного газохода со щелями переменной площади для замедления и обеспечения равномерности потока. Однако, по-прежнему представляет интерес получить решение данной задачи для кольцевого газохода, которое было бы максимально приближено к реальным условиям системы аспирации дуговых печей.

**Постановка задачи.** Для проверки эффективности предложенной системы распределенной аспирации пылегазовой среды из рабочего пространства ДСП, необходимо выполнить численное решение задачи всасывания воздуха кольцевым вытяжным газоходом со щелями переменной площади и сравнить полученные результаты с уже имеющимися результатами эксперимента и численным решением для линейного газохода. Таким образом, задача состоит в исследовании модели кольцевого вытяжного газохода, что подразумевает формулировку математической модели равномерного всасывания газа, разработку инженерной методики расчета параметров вытяжного газохода, выполнение численного решения при помощи пакета прикладных программ и сравнение результатов с полученными ранее экспериментальными данными.

На рис. 2 схематично представлена предложенная в работе [4] система аспирации ДСП, которая устанавливается в верхней камере свода. Она выполнена в виде кольцевого газохода 1, соединенного с газоотводящим патрубком 2. Кольцевой газоход имеет постоянное поперечное сечение, высоту  $b$ , наружный радиус  $R_1$  и внутренний радиус  $R_2$ . По внутренней поверхности кольца расположены щели переменной площади 3, через которые происходит приток технологических пылегазовых выбросов под действием разрежения, создаваемого в кольцевой камере дымососом. Скорость потока в газоотводящем патрубке обозначим  $w_k$ . Площади щелей возрастают по определенному закону по мере удаления от патрубка таким образом, чтобы расход через каждую щель был одинаковым.

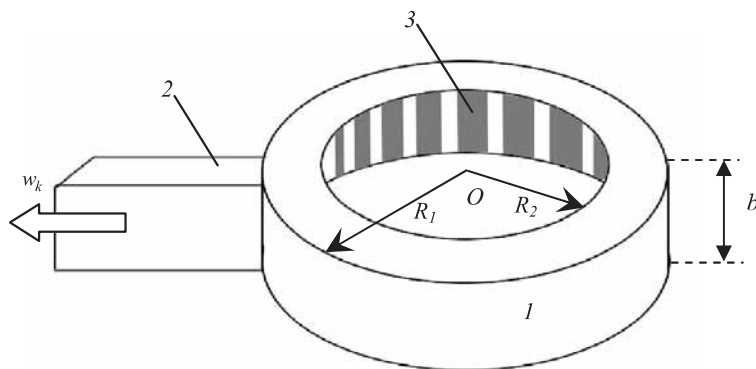


Рис. 2 – Схема кольцевого вытяжного газохода постоянного поперечного сечения.

Ввиду симметричности задачи относительно оси патрубка, будем рассматривать половину газохода, а именно – полукольцо длиной  $L$ , ограниченное с одной стороны сечением  $B$ , где происходит слияние потоков, а с другой стороны – сечением  $A$ , где потоки разделяются (рис. 3). Площадь

щелей увеличивается по определенному закону от сечения  $B$ , находящегося в области установки патрубка к сечению  $A$ , находящемуся под углом 180 градусов от газоотводящего патрубка. Очевидно, что внутри кольца движение газа будет происходить двумя встречными потоками.

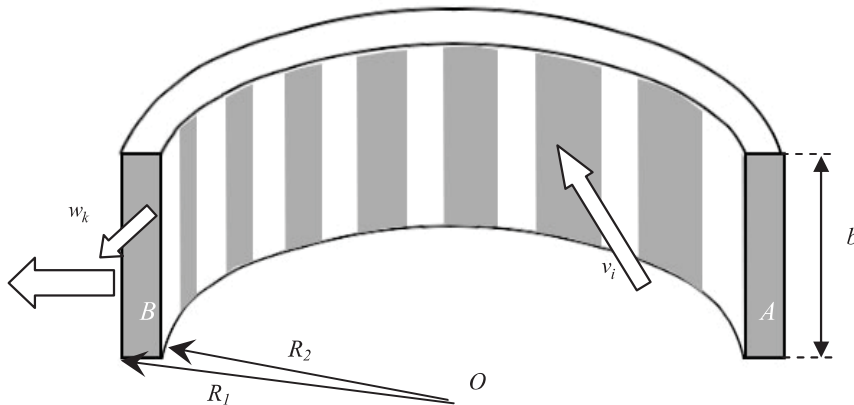


Рис. 3 – Полукольцо газохода в осесимметричной постановке задачи.

Задача инженерной методики состоит в определении всасывающей площади щелей кольцевого газохода в зависимости от угловой координаты положения щели относительно газоотводящего патрубка. При этом следует учитывать изменение гидравлического сопротивления движения газового потока от места притока из рабочего пространства печи до выхода из газохода в газоотводящий патрубок.

**Математическая модель.** Модель кольцевого вытяжного газохода постоянного поперечного сечения, обеспечивающего равномерное всасывание газа, строится в рамках теории вентиляции. При решении задачи принимаются следующие допущения:

- течение является двумерным (это возможно благодаря геометрическим размерам газохода ( $L \gg b \gg (R_1 - R_2)$ ));
- поля скоростей в поперечных сечениях газохода равномерны;
- коэффициенты расхода и сопротивления трения по длине газохода постоянные;
- плотность и температура газа в газоходе постоянные;
- всасывание воздуха происходит только под действием разрежения.

Расход газа на выходе из газоотводящего патрубка определяется соотношением  $Q = w_k F_k$ , где  $w_k$  – средняя скорость газа в выходном патрубке;  $F_k$  – площадь поперечного сечения патрубка.

Рассмотрим половину газохода – полукольцо, на внутренней поверхно-

сти которого расположено  $N$  щелей переменной площади. Участок газохода между серединами двух соседних щелей составляет отдельную секцию. Секундный объем газа (расход газа), поступающего в газоход через щель, определяется по формуле:

$$\delta Q = v_i \sigma_i, \quad (1)$$

где  $\sigma_i$  – площадь щели;  $v_i$  – средняя скорость прихода газа в щели, зависящая от разрежения на выходе из патрубка и связанная со статическим давлением  $p_i$  в секции уравнением Бернулли

$$p_i = p_n - (\rho v_i^2) / (2\mu^2). \quad (2)$$

Здесь  $\mu$  – коэффициент расхода;  $\rho$  – плотность газа;  $p_n$  – давление газа снаружи газохода, равное давлению в своде печи.

Расход газа  $Q_i$  через поперечное сечение кольцевого газохода в секции под номером  $i$  определяется выражением

$$Q_i = w_i \cdot F = i \delta Q, \quad (3)$$

где  $w_i$  – средняя продольная скорость движения газа внутри газохода в данной секции;  $F = (R_1 - R_2)b$  – площадь поперечного сечения газохода;  $i$  – номер секции и щели.

Запишем уравнение Бернулли для двух сечений  $i$  и  $i+1$ , расположенных посередине между двумя соседними щелями:

$$p_i + \frac{\rho w_i^2}{2} = p_{i+1} + \frac{\rho w_{i+1}^2}{2} + \delta p_{i+1/2}, \quad (4)$$

где  $\delta p_{i+1/2}$  – потери давления при движении потока на этом участке.

Потери давления складываются из потерь на трение

$$\delta p_{mp_{i+1/2}} = \lambda \frac{S_{бок}}{4F} \frac{\rho w_i^2}{2}$$

и потерь при повороте потока на угол  $\alpha$

$$\delta p_{\alpha_i} = \zeta_\alpha \frac{\rho w_i^2}{2}.$$

Здесь  $S_{бок}$  – площадь боковой поверхности секции;  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения,  $\zeta_\alpha$  – коэффициент местного сопротивления, значение которого берется в зависимости от угла поворота из справочника. Таким образом, потери давления определяются выражением:

$$\delta p_{i+1/2} = \frac{\rho w_i^2}{2} \left( \frac{\lambda S_{бок}}{4F} + \zeta_\alpha \right). \quad (5)$$

После подстановки выражений (1), (2), (3) и (5) в (4) и преобразований получим соотношение для определения площади щелей полукольца газохода:

$$\sigma_{i+1} = \frac{\sigma_i}{\sqrt{1 + (\mu^2 \sigma_i^2) / F^2 (2i + 1 + i^2 (\lambda S_{бок} / 4F + \zeta_\alpha))}}, \quad (6)$$

Зная площади щелей и расход газа в каждой щели (изначально задан

одинаковый), можно найти из формулы (1) среднюю скорость притока газа для каждой щели:

$$v_i = \frac{\delta Q}{\sigma_i} . \quad (7)$$

В работах [6, 7] описана методика расчета параметров линейного газохода. Пользуясь представленной выше методикой, рассчитаем параметры кольцевого газохода, и сравним результаты расчетов с результатами, полученными для линейного газохода.

**Инженерный расчет.** Расчет проводится при следующих параметрах.

- Рассматривается полукольцевой газоход, длиной 1 м, высотой 0,25 м и толщиной 0,05 м, с четырьмя щелями переменной ширины.
- Средняя скорость газа на выходе из газохода  $w_k = 11$  м/с (исходя из рабочих условий в ДСП). Зная площадь поперечного сечения полукольца  $F$ , находим расход, который должен быть обеспечен на выходе из газохода. Поделив этот расход,  $Q_k$  на количество щелей газохода ( $N = 4$ ), получим, каким должен быть расход через каждую щель  $\delta Q$ .
- Пусть ширина первой, самой широкой щели равна 0,02 м. Тогда ее площадь  $\sigma_1 = 0,005 \text{ м}^2$ .
- Площадь поперечного сечения газохода составляет  $F = 0,0125 \text{ м}^2$ .
- Коэффициент расхода  $\mu$  зависит от числа Рейнольдса и определяется по эмпирической формуле:  $\mu = a + B/\sqrt{\text{Re}}$  (где  $a = 0,58 \div 0,59$ ,  $B = 0,89$  при  $\text{Re} \approx 10^5$  – для данного течения) и составляет 0,582.
- Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  определяется из эмпирической зависимости  $\lambda = 0,0032 + 0,221/\text{Re}^{0,237}$  и составляет 0,018.
- Площадь боковой поверхности между выделенными сечениями составляет  $0,15 \text{ м}^2$ .

Таблица 1 – Исходные параметры газохода

Параметры газохода	$L$ , м	$a$ , м	$h$ , м	$F$ , $\text{м}^2$	$N$	$w_k$ , м/с	$Q_k$ , $\text{м}^3/\text{с}$	$\delta Q$ , $\text{м}^3/\text{с}$
	1	0,05	0,25	0,0125	4	11	0,138	0,034

Подставляя эти данные в формулу (6), получаем размеры щелей, которые обеспечивают равномерный приток воздуха в кольцевой газоход. Затем по формуле (7) определяем, с какой средней скоростью воздух поступает в каждую из щелей.

В табл. 1 и 2 представлены исходные параметры и результаты расчета. Именно при таких параметрах всасывание газа моделируемым газоходом будет равномерным.

Таблица 2 – Результаты расчета по щелям газохода

Номер щели	Параметры щелей		Средняя скорость в щели $v_i$ , м/с
	ширина $l_i$ , м	высота $h$ , м	
1	0,02	0,25	6,87
2	0,018	0,25	7,41
3	0,016	0,25	8,26
4	0,014	0,25	9,35

Результаты расчетов для кольцевого газохода совпадают с аналогичными расчетами для линейного газохода с точностью до сотых долей. Таким образом, можно считать, что при одинаковых геометрических размерах полукольцевого и линейного газохода, а также наличии в каждом из них четырех щелей, площади этих щелей, обеспечивающие равномерный приток газа, будут одинаковы. Это дает возможность сравнивать результаты эксперимента и моделирования, полученные для модели линейного газохода с результатами моделирования кольцевого газохода.

**Компьютерное моделирование газохода.** Было проведено компьютерное моделирование движения газа в газоходе при помощи пакета прикладных программ. Течение газа описывалось уравнениями Навье-Стокса. По результатам расчетов определены поля скоростей и давлений, найдены средние скорости в щелях и поперечных сечениях газохода, проверена равномерность расхода газа через щели.

При численном моделировании течения газа в газоходе сделаны следующие допущения:

- в виду симметрии рассматривается только половина газохода;
- течение газа в газоходе предполагается стационарным и двумерным;
- рабочим газом является воздух, который считается вязким и несжимаемым, а течение изотермическим;
- движение происходит только под действием перепада давлений;
- давление наружного воздуха равно атмосферному  $P_a$ , а на выходе газохода создается равномерное по сечению разрежение  $\Delta P = 200$  Па;
- течение газа турбулентное.

Расчеты проведены для модели газохода со следующими параметрами:

- длина и ширина газохода:  $L = 1$  м и  $a = 0,05$  м;
- на внутренней поверхности газохода расположено 4 щели, ширина которых убывает по мере приближения к выходному сечению и составляет: 20 мм, 18 мм, 16 мм и 14 мм соответственно;
- толщина стенок газохода равна 2 мм (десятая часть самой широкой щели);
- рабочим газом является воздух с параметрами при температуре  $22^\circ\text{C}$

( $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$  – плотность;  $\eta = 1,72 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$  – вязкость);

Расчеты проводятся в пакете COMSOL Multiphysics в рамках  $k-\varepsilon$  модели турбулентности. В принятой постановке движение газа в газоходе описывается следующими уравнениями [8, 9]:

уравнение Навье-Стокса:

$$\rho(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = \nabla \cdot [-p\vec{I} + (\eta + \eta_T)(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)] + \vec{F};$$

уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0;$$

уравнения  $k-\varepsilon$  модели турбулентности:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} - \nabla \cdot \left[ \left( \eta + \frac{\eta_T}{\sigma_k} \right) \cdot \nabla k \right] + \rho U \cdot \nabla k = \frac{1}{2} \eta_T \left( \nabla U + (\nabla U)^T \right)^2 - \rho \varepsilon;$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} - \nabla \cdot \left[ \left( \eta + \frac{\eta_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \nabla \varepsilon \right] + \rho U \cdot \nabla \varepsilon = \frac{1}{2} C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \eta_T \left( \nabla U + (\nabla U)^T \right)^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}.$$

Здесь  $\rho$  – плотность,  $\vec{u}$  – скорость,  $p$  – давление,  $I$  – единичный тензор,  $\eta$  – коэффициент динамической вязкости,  $\eta_T = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$  – коэффициент турбулентной вязкости,  $F$  – объемная сила,  $k$  – турбулентная кинетическая энергия,  $\varepsilon$  – диссипация турбулентной энергии,  $U$  – осредненное поле скоростей,  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$  – эмпирические константы.

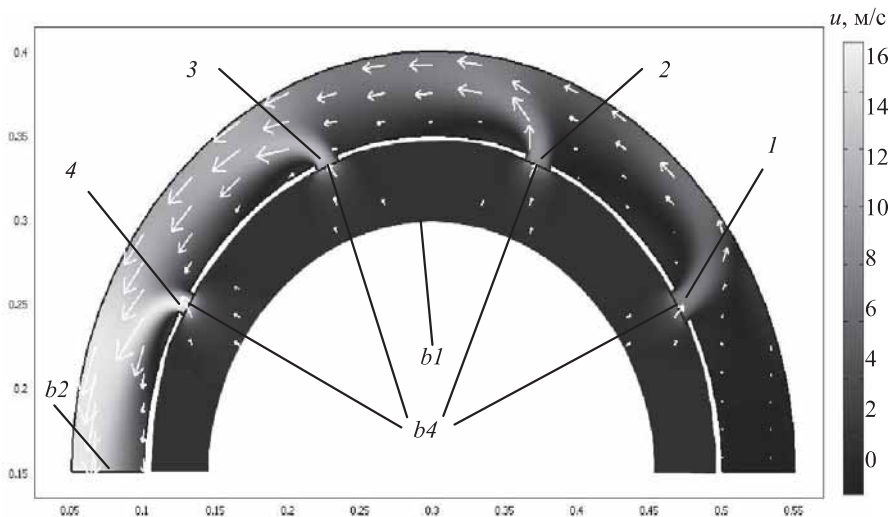


Рис. 4 – Поле скоростей в полукольце газохода:  
1-4 – щели газохода.



Расчетная область представляет собой полукольцо, ограниченное дугой  $AB$  (внешняя граница газохода), дугой  $C1D1$  (внутренняя граница расчетной области) и отрезками  $AC1$  и  $BD1$ , которые соответствуют выходному и входному сечениям газохода (рис. 4). Дуга  $A1B1$  соответствует внутренней границе газохода, которая представляет собой стенку толщиной 2 мм, вдоль которой расположены 4 щели заданной переменной ширины на одинаковом расстоянии друг от друга. Искусственная граница расчетной области в виде дуги  $C1D1$  расположена от щелей газохода на таком расстоянии, чтобы не оказывать влияние на параметры течения в газоходе. Положение границы  $C1D1$  определялось экспериментально в процессе расчетов. Расчетная сетка была неравномерной. В областях с большими градиентами параметров течения (вблизи щелей и вдоль стенок газохода) сетка существенно измельчалась, как показано на рис. 5 для увеличенного фрагмента сетки вблизи первой щели.

На границах расчетной области ставились следующие граничные условия (рис. 4 и 5):

- дуга  $C1D1$  и отрезки  $CC_1$ ,  $DD_1$  представляют собой границу  $b1$ , где воздух входит в расчетную область; на этой границе задается атмосферное давление  $P_a$ ;
- отрезок  $AA_1$  – выходное сечение газохода – представляет собой границу  $b2$ , где воздух покидает расчетную область; на этой границе задано давление, которое меньше атмосферного на  $\Delta P = 200$  Па, необходимое для обеспечения требуемого расхода воздуха в газоходе;
- на всех твердых поверхностях газохода (внешняя и внутренняя границы  $b3$  в виде дуг  $AB$  и  $A_1B_1$ ) ставилось условие прилипания  $\vec{u} = 0$ ;
- на отрезке  $BB_1$  (заглушенный торец газохода) ставилось условие отсутствия течения  $\vec{u} = 0$ ;
- на внутренней границе  $b4$ , которая проходит поперек щелей и разделяет расчетную область на две подобласти внутри и снаружи газохода (рис. 5) ставилось условие продолжения (непрерывности) потока – параметры течения по обе стороны границы задавались одинаковыми.

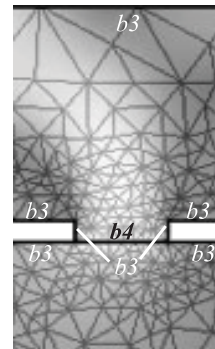


Рис. 5 – Увеличенный вид первой щели и расчетной сетки.

**Анализ полученных результатов.** На рис. 4 приведено векторное и скалярное поле скоростей в круговом воздуховоде. Как видно, внутри воздуховода от каждой щели формируется четко выраженная затопленная струя.

Скорость газа в каждой струе максимальная в центре щели и изменяется от 7 до 14 м/с при переходе от первой к последней щели. Внутри воздуховода создается круговой поток, который прижат к наружной стенке воздуховода. Такой характер потока способствует отбрасыванию частиц пыли к внешней границе воздуховода и их осаждению, как в циклоне. Снаружи перед щелями воздуховода скорость газа на расстоянии, равном ширине щели, на порядок меньше максимальной скорости в щели. Поэтому уменьшение скорости удаляемого газа способствует уменьшению выноса частиц пыли из объема печи.

Результаты расчёта расхода газа для каждой щели газохода и расход на выходе из газохода приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Результаты численного решения плоской задачи для кольцевого газохода

Параметры Номер щели	Максимальная скорость на входе в щель $v_{i_{max}}$ , м/с	Средняя скорость на входе в щель $v_{i_{cp}}$ , м/с	Расход через каждую щель $\delta Q$ , м <sup>3</sup> /с	Расход в выходном сечении газохода $Q_k$ , м <sup>3</sup> /с
1	7,2	6,1	0,031	По заданной расходной скорости (11 м/с): 0,138 По сумме расходов в щелях: 0,134
2	8,8	7,1	0,032	
3	11,3	8,5	0,034	
4	14,2	10,9	0,038	

Как видно из таблицы, расход газа в отдельных щелях газохода различается примерно на 15%. Суммарный расход газа через все щели газохода отличается от расхода через выходное сечение газохода на 3%. Приведенные результаты показывают, что с достаточной для практических целей точностью предложенная конструкция газохода обеспечивает равномерную эвакуацию газа по периметру газохода.

Выполнено сравнение результатов численного решения с расчетом по инженерной методике и экспериментальными данными, полученными для линейного газохода. При измерении скоростей в щелях линейного газохода была произведена визуализация воздушного потока с помощью дыма. Характер всасывания воздуха в одну из щелей показан на рис. 6. Скорость на входе в щель составляет около 8 м/с.

Особый интерес представляет поведение потока на входе щели и характер струи внутри газохода. Струя огибает левый (по ходу потока) край щели и практически достигает задней стенки газохода. До середины газохода струя имеет четко выраженные границы – ядро струи. По мере приближения к задней стенке происходит размытие струи. По результатам эксперимента можно судить о характере течения затопленной струи внутри газохода и возможности численного моделирования потока в газоходе в двумерной постановке.

Сравнение картины всасывания газа в одну из щелей газохода с полем скоростей, полученным в пакете прикладных программ (рис. 5) позволяет судить о подобию результатов моделирования и эксперимента.

Сопоставление графиков распределения скорости по щелям кольцевого и линейного газохода, а так же относительного притока воздуха в щели, по результатам инженерных расчетов, численного моделирования и эксперимента приведены на рис. 7 и 8 соответственно. Маркерами в виде серых кружков обозначены результаты для кольцевого газохода, в виде черных треугольников – для линейного, ромбиками обозначены расходы, заданные в методике расчета.

Как видно экспериментальные данные и результаты численного решения показывают некоторое колебание величины относительного расхода, однако, эти колебания не превышают 20%, что приемлемо для инженерного расчета системы газоподготовки ДСП.

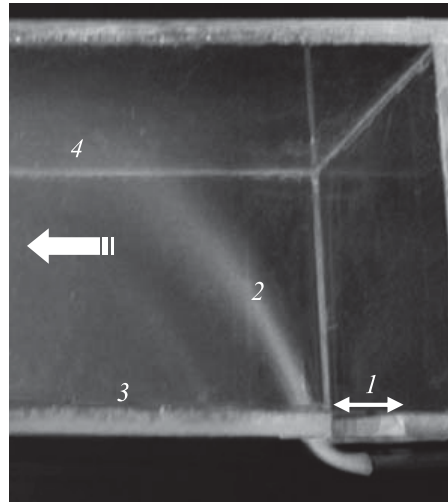


Рис. 6 – Визуализация всасывания воздуха в щель газохода: 1 – щель, 2 – струя, 3, 4 – передняя и задняя стенка газохода. Большой стрелкой показано направление потока.

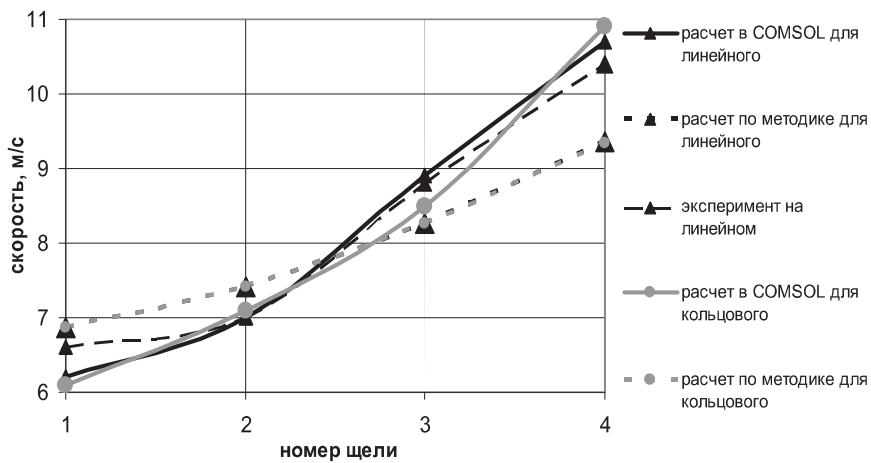


Рис. 7 – Распределение скоростей по щелям газохода.

Результаты численного моделирования и эксперимента показали удовлетворительное соответствие (для инженерного расчета). Сделан вывод об адекватности разработанной математической модели кольцевого вытяжного газохода, а также о надежности инженерной методики расчета его параметров.

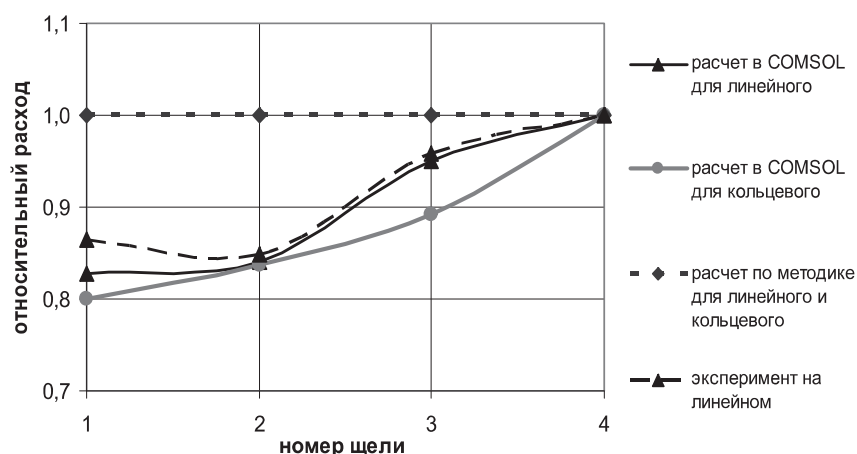


Рис. 8 – Относительный приток газа в щелях газохода.

**Перспективы дальнейших исследований.** В дальнейшем предполагается провести исследование разработанной системы аспирации ДСП со щелями в кольцевом газоходе верхней камеры применительно к промышленным ДСП в 3D постановке методом численного моделирования. Предполагается выполнить исследование газодинамических процессов в рабочем пространстве печей с традиционной системой аспирации и с разработанной. Представляет интерес исследование поведения газового потока в трехмерном кольцевом газоходе. По результатам исследований предполагается количественно оценить энергоэффективность производства с применением предложенной системы аспирации ДСП.

**Выводы.** Разработана математическая модель кольцевого вытяжного газохода со щелями переменной площади, обеспечивающего равномерное всасывание газа. На основе уравнения Бернулли, закона сохранения массы с учетом потерь давления на трение, разработана инженерная методика расчета параметров кольцевого газохода. Адекватность методики подтверждена хорошим согласованием результатов расчета с экспериментальным исследованием поля скоростей на физической модели линейного газохода, а так же с

численным решением, выполненным в пакетах прикладных программ, как для линейного, так и для кольцевого газохода. Предложенная конструкция газохода обеспечивает равномерный расход газа по всей длине газохода, что при использовании его в качестве составной части системы аспирации ДСП будет способствовать снижению и локализации пылегазовых выбросов.

**Список литературы:** 1. *Toulouevski Yu.N. Innovation in Electric Arc Furnaces. Scientific Basis for Selection / Yu.N. Toulouevski, I.Y. Zinurov.* – Berlin (Germany): Springer-Verlag, 2010. – 258 p. 2. *Гудим Ю.А.* Производство стали в дуговых сталеплавильных печах. Конструкции, технология, материалы: монография / Ю.А. Гудим, И.Ю. Зинуров, А.Д. Киселев. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. – 547с. 3. *Pfeifer H.* Thermodynamic analysis of EAF energy efficiency and comparison with a statistical model of electric energy demand / *H. Pfeifer, M. Kirschen* // 7-th European Electric steelmaking Conf. May 26 – 29, 2002. – Venice. EEC Conf Proceedings. – P. 1413 – 1428. 4. *Тимошенко Н.С.* Simulation of electric arc furnace off-gas removal system in order to increase its thermal efficiency / *Н.С. Тимошенко, А.Н. Семко, С.Н. Тимошенко* // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія «Металургія». – 2012, №1(14) – 2(15). – С.43 – 53. 5. *Семко А.Н.* Пути снижения и локализации пылегазовых выбросов дуговых сталеплавильных печей / *А.Н. Семко, Н.С. Тимошенко* // Вісник донецького національного університету, Сер. А: Природничі науки. – 2010, №1. – С. 145 – 151. 6. *Тимошенко Н.С.* Моделирование вытяжного воздуховода для дуговых сталеплавильных печей / *Н.С. Тимошенко, А.Н. Семко* // Современная наука: идеи, исследования, результаты, технологии. Сборник научных статей. – Киев: «НПВК Триакон», 2012. – №2(10). – С. 10 – 15. 7. *Тимошенко Н.С.* Теоретическое и экспериментальное исследование модели вытяжного воздуховода для электродуговых печей / *Н.С. Тимошенко, А.Н. Семко* // Труды второго международного научно-практического семинара «Повховские чтения»/ под ред. Ступина А.Б. – Донецк, ДонНУ, 2012. – С. 34 – 39. 8. *Повх И.Л.* Техническая гидромеханика. – Л.: «Машиностроение», 1976. – 504 с. 9. *Wilcox D.C.* Turbulence Modeling for CFD/ *D.C. Wilcox* // DCW Industries Inc., 1998.

**Bibliography (transliterated):** 1. Toulouevski, Yu. N., and I. Y. Zinurov. *Innovation in Electric Arc Furnaces. Scientific Basis for Selection.* Berlin (Germany): Springer-Verlag, 2010. Print. 2. Gudim, Ju. A., I. Ju. Zinurov and A. D. Kiselev. *Proizvodstvo stali v dugovyh staleplavil'nyh pechah. Konstrukcii, tehnologija, materialy: monografija.* Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 2010. Print. 3. Pfeifer, H., and M. Kirschen. "Thermodynamic analysis of EAF energy efficiency and comparison with a statistical model of electric energy demand." *7-th European Electric steelmaking Conf.* Venice: EEC Conf Proceedings, 2002. 1413–1428. Print. 4. Timoshenko, N. S., A. N. Semko and C. N. Timoshenko. "Simulation of electric arc furnace off-gas removal system in order to increase its thermal efficiency." *Naukovi praci Donec'kogo nacional'nogo tehnicnogo universitetu. Ser.: Metalurgija.* No. 1 (14). No. 2 (15). 2012. 43–53. Print. 5. Semko, A. N., and N. S. Timoshenko. "Puti snizhenija i lokalizacii pylegazovyh vybrosov dugovyh staleplavil'nyh pechej." *Visnik donec'kogo nacional'nogo universitetu. Ser. A: Prirodnichi nauki.* No. 1. 2010. 145–151. Print. 6. Timoshenko, N. S., and A. N. Semko. "Modelirovanie vytjazhnogo vozduhovoda dlja dugovyh staleplavil'nyh pechej." *Sovremennaja nauka: idei, issledovanija, rezul'taty, tehnologii. Sbornik nauchnyh statej.* No. 2 (10). Kiev: NPVK Triakon, 2012. 10–15. Print. 7. Timoshenko, N. S., and A. N. Semko. "Teoreticheskoe i jeksperimental'noe issledovanie modeli vytjazhnogo vozduhovoda dlja jelektrodugovyh pechej." *Trudy vtorogo mezhdunarodnogo nauchno-prakticheskogo seminaru "Povhovskie chtenija."* Ed. A. B. Stupina. Doneck: DonNU, 2012. 34–39. Print. 8. Povh, I. L. *Tehnicheskaja gidromehanika.* Leningrad: Mashinostroenie, 1976. Print. 9. Wilcox, D. C. *Turbulence Modeling for CFD.* DCW Industries Inc., 1998. Print.

*Поступила (received) 01.04.2014*