

УДК 669.184.244

Сущенко А.В.¹, Евченко В.Н.², Балаба А.П.³

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ
ОХЛАДИТЕЛЯ В НАКОНЕЧНИКАХ КИСЛОРОДНО-КОНВЕРТЕРНЫХ
ФУРМ**

Разработана инженерная методика для проведения экспериментальных исследований гидродинамики течения охладителя в наконечниках кислородных фурм сталеплавильных агрегатов и выполнены замеры скоростей и потерь давления охладителя в натурных наконечниках фурм 160-т кислородных конвертеров.

Ключевые слова: *фурма, охлаждение, моделирование, скорость, потери давления.*

Сущенко А.В., Євченко В.М., Балаба О.П. Експериментальне дослідження гідродинаміки охолоджувача в накінечниках киснево-конвертерних фурм. Розроблена інженерна методика для проведення експериментальних досліджень гідродинаміки плинну охолоджувача в наконечниках кисневих фурм сталеплавильних агрегатів та виконані виміри швидкостей та втрат тиску охолоджувача в натурних наконечниках фурм 160-т кисневих конвертерів.

Ключові слова: *фурма, охолодження, моделювання, швидкість, втрати тиску.*

Sushchenko A.V., Yevchenko V.N., Balaba A.P. The experimental investigation of cooler hydrodynamics in oxygen lances' tips of oxygen converters. An engineering method was developed for carrying out experimental researches of cooler flow hydrodynamics in oxygen lances' tips of steelmaking units. Velocities and pressure losses of cooler in the model tips of 160-t oxygen converter lance were measured.

Keywords: *lance, cooling, modeling, velocity, pressure losses.*

Постановка проблемы. Получение информации о гидродинамике течения охладителя в наконечниках кислородных фурм для верхней продувки сталеплавильных агрегатов, в т.ч. кислородных конвертеров, весьма важно как для разработки новых, так и для оценки эффективности работы существующих конструкций систем охлаждения фурменных головок.

Анализ последних исследований и публикаций. Экспериментальных исследований в этом направлении мало. Проведение натурных замеров в действующих цехах связано с трудностями обеспечения их точности (из-за малой величины отношения динамического напора к статическому давлению охладителя), а также герметичности узлов измерения поля скорости при высоких рабочих давлениях воды (6-12 бар). Для экспериментальных исследований на натурных образцах в лабораторных условиях требуются большие расходы воды (~ 100-500 м³/ч) и соответствующее насосное оборудование, что зачастую является недоступным. Использование для этих целей сегмента натурального наконечника, например с прозрачными боковыми стенками для визуализации течения, позволяет уменьшить в несколько раз расход воды, но приводит к искажению макроструктуры течения из-за возникновения различных пристеночных эффектов и не позволяет учесть несимметричность течения относительно оси головки. В экспериментальных исследованиях на масштабных моделях фурменных наконечников при малых размерах последних выполнение достаточно точных прямых замеров скоростей воды является проблематичным, а обеспечение равенства всех определяющих критериев подобия на натуре и модели практически невозможным. Кроме того, применение достаточно малых моделей может привести к изменению соотношения масштабов характерных размеров водяных каналов и гидродинамического пограничного слоя в головке и, как следствие, к изменению ее коэффициента сопротивления.

¹ канд. техн. наук, доц., Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

² канд. техн. наук, доц., Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

³ ассистент, Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

Цель статьи – разработка инженерной методики экспериментальной оценки эффективности гидродинамической работы систем охлаждения наконечников кислородных фурм при использовании наконечников натуральных размеров и в качестве моделирующей среды - вентиляторного воздуха, а также проведение замеров скоростей и потерь давления охладителя в наконечниках фурм 160-т кислородных конвертеров.

Изложение основного материала. Суть разработанной методики состоит в нижеследующем. Течение вязкой жидкости описывается уравнением Навье-Стокса, при приведении которого к безразмерному виду можно получить четыре критерия подобия: числа Эйлера $Eu = p/\rho w^2$, Рейнольдса $Re = wd/\nu$, Фруда $Fr = w^2/gd$ и Струхала $Sh = fd/w$ [1], где p , ρ , ν – давление, плотность и кинематическая вязкость охладителя на входе в наконечник; w – скорость в характерной(ом) точке (сечении); d – гидравлический диаметр канала для прохода охладителя; f – характерная частота (вихребразования); g – ускорение свободного падения. При решении поставленной задачи в качестве рациональной совокупности чисел подобия рассматривали Eu и Re .

При использовании для исследований натуральных наконечников (форма, размеры, шероховатость и другие характеристики водяных каналов на модели и на натуре одинаковы) и обеспечении одинакового объемного расхода вентиляторного воздуха (несжимаемой среды, моделирующей охлаждающую воду) на входе в наконечник, в соответствии с уравнением неразрывности, при идентичности режима течения охладителя на модели и на натуре скорости в их одноименных характерных точках будут одинаковы.

При течении воды в наконечниках фурм 130-180 т и 250-400 т конвертеров число Re на входе в наконечник находится в диапазонах $(1,4-2,0) \cdot 10^5$ и $(1,7-2,8) \cdot 10^5$ соответственно при расходах воды 100-150 м³/ч и 300-500 м³/ч. Это развитый турбулентный режим течения. При подаче в эти наконечники вентиляторного воздуха с указанными расходами число Re будет соответственно равно $(0,9-1,4) \cdot 10^4$ и $(1,1-1,9) \cdot 10^4$. Так как практически во всем рабочем диапазоне расходов воздуха число Рейнольдса больше 10^4 , то на модели также как и на натуре имеет место развитый турбулентный режим течения охладителя. Это дает возможность предположить об идентичности структуры течения на модели и натурном образце при одинаковых начальных условиях (режим течения, объемный расход, средняя скорость и профиль скорости охладителя на входе в наконечник, геометрия наконечника).

Так как при проведении экспериментальных исследований используются натурные наконечники, то при переходе на модель (при замене воды вентиляторным воздухом) коэффициент гидравлического сопротивления головки не изменяется. В этом случае при обеспечении равенства скоростей (объемных расходов несжимаемых сред) на модели и на натурном образце имеет место подобие изменения статического и динамического давлений, т.е. выполняется моделирование по числу Эйлера. Записав последнее в виде $Eu = \Delta p/\rho w^2$ [1], где Δp – потери давления в головке или на определенном участке водяного тракта в ней, можно получить переходный коэффициент для переноса результатов замеров потерь давления охладителя в головке с модели на натуру: $k_p = \rho_1/\rho_2$, где ρ_1 и ρ_2 – плотности воды и воздуха в соответствующих условиях. При температуре воды и вентиляторного воздуха на входе в наконечник равной 20 °С (влияние статического давления воздуха на его плотность в условиях проведения эксперимента относительно нормальных условий незначительно) этот коэффициент равен 833.

Схема экспериментальной установки представлена на рис.1. Вентиляторный воздух от центробежного вентилятора 1 по воздухопроводу 2 подавался к фурменному стволу 3. Длина макета фурменного ствола, состоящего из трех концентрично установленных труб 4-6 натуральных размеров, составляла более 15 гидравлических диаметров кольцевого подводящего тракта, что обеспечивало стабилизацию течения среды на входе в наконечник 7. После выхода из наконечника воздух поступал в кольцевой отводящий тракт ствола фурмы, а из него сбрасывался в окружающую среду. Расход вентиляторного воздуха регулировался задвижкой 8 и определялся двумя способами: 1) при помощи расходомерной диафрагмы 9 и дифференциального водяного манометра 10 и 2) динамическим с определением профиля скорости в сечении 11 воздуховода с помощью цифрового анемометра Testo 405-V1. Перепад статического давления (потери давления) между входом и выходом из концевой участка ствола фурмы ΔP_{cm} измерялся с помощью микроманометра ММН-2400, рис. 1а, поз. 12 (при

малых расходах) и U-образного водяного манометра, рис. 1а, поз. 13 (при больших расходах). Скорость охладителя в центре наконечника вблизи от внутренней поверхности нижней тарелки $w_{ц}$ определялась с помощью цифрового анемометра Testo 405-V1, который вводился внутрь наконечника через специально выполненное и уплотненное отверстие диаметром 12 мм.

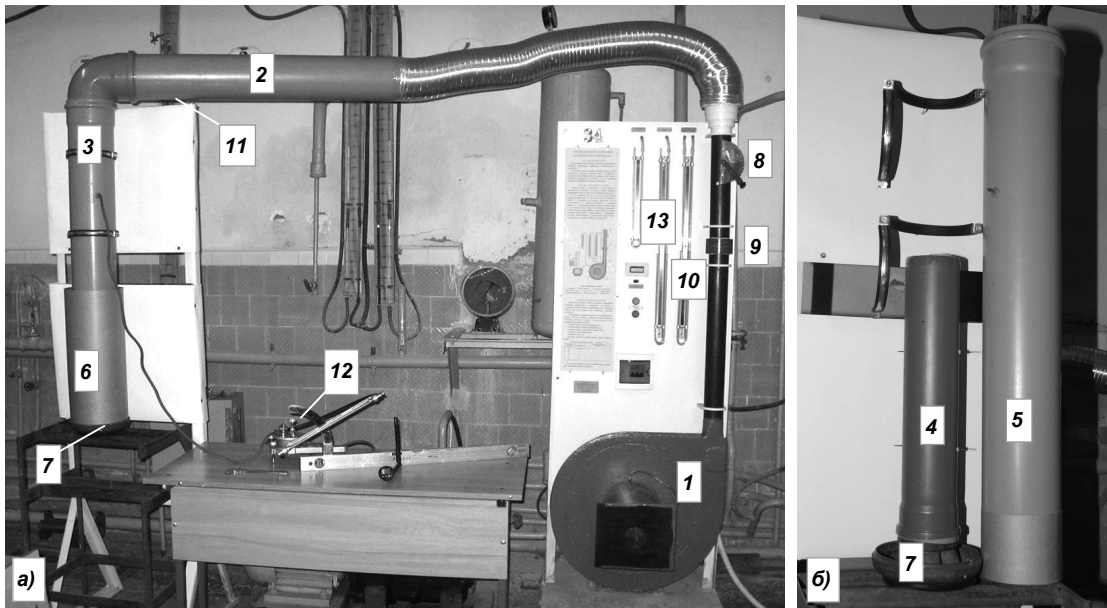


Рис. 1 – Внешний вид экспериментальной установки (а) в сборе и нижней части продувочной фурмы (б) со снятыми промежуточной и наружной трубами (обозначения в тексте)

На рис. 2 в качестве примера представлены результаты замеров скорости $w_{ц}$ в центре наконечника и потерь давления, выраженных в форме напора ($\Delta P_{см} / \rho g$), охладителя при различных его расходах через четырехсопловой фурменный наконечник (160-т конвертера) с упрощенной системой охлаждения, в которой концевая часть промежуточной трубы ствола фурмы выполняет роль разделителя воды между подводящим и отводящим ее каналами.

Такая конструкция не содержит специальных распределителей воды и зачастую используется на фурмах малых диаметров (219 мм и менее), особенно при использовании литых наконечников с утолщенными стенками, в которых конструктивно достаточно сложно сделать направляющие межсопловые вставки. Представленные на рис. 2а значения скорости охладителя замерялись в двух взаимноперпендикулярных направлениях (№ 1 и № 2) с ориентацией чувствительного элемента анемометра между двумя соседними соплами. На рис. 2а вертикальными отрезками также указан диапазон колебаний замеренных значений $w_{ц}$, связанный как с пульсациями потока (см. ниже), так и с погрешностью эксперимента. Линиями показаны результаты численного моделирования течений воздуха и воды в аналогичных экспериментальных условиях с помощью программного вычислительного комплекса FlowVision (разработчик ООО «Тесис», РФ). В целом результаты экспериментов и расчетов удовлетворительно согласуются друг с другом.

Как следует из полученных данных, при рабочих расходах воды в наконечниках указанного типа скорости охладителя в их центральной наиболее теплонапряженной части недопустимо малы (менее 1 м/с). Это хорошо согласуется с полученными ранее результатами математического моделирования гидродинамики течения воды в фурменных головках подобных конструкций [2].

Для обеспечения высокой стойкости фурменного наконечника скорость воды в его центральной части (вблизи от торцевой поверхности) должна быть не менее 3 м/с [3]. За счет увеличения расхода охладителя указанное значение его скорости в фурмах данного типа не может быть достигнуто даже при нереально высоких расходах и соответствующих им потерям давления охладителя (см. рис. 2). При использовании различных распределителей, направляющих воду в центр наконечника, в условиях малых межсопловых расстояний резко

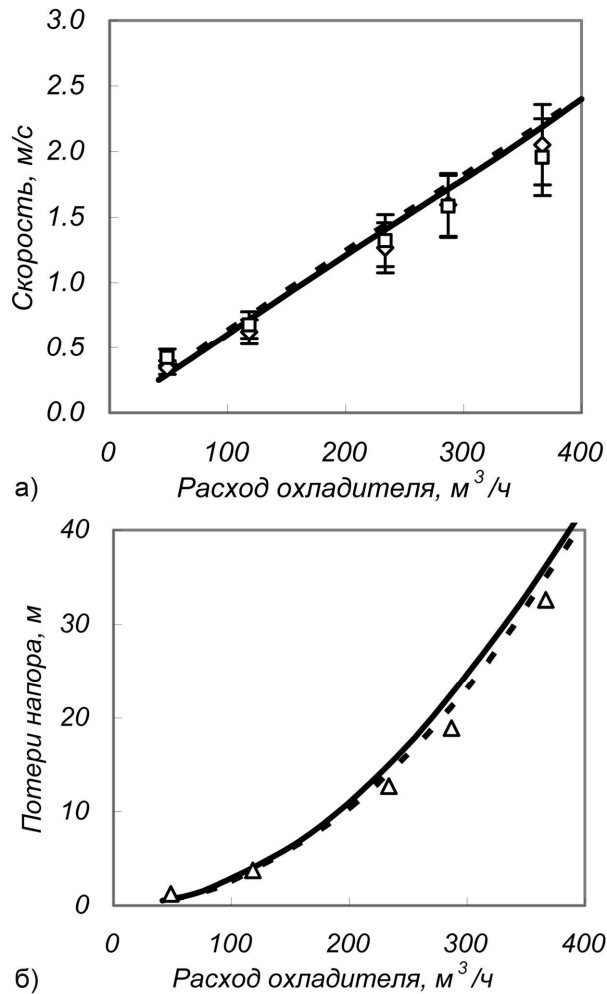


Рис. 2 – Зависимости скорости (в центре наконечника) и потерь напора $\Delta P_{ст}/\rho g$ охладителя от расхода:

□, ◇ – воздух, замеры в направлениях № 1 и № 2 соответственно; △ – воздух, замеры; — - воздух расчет; - - - - вода расчет

возрастает гидравлическое сопротивление головки, что требует дополнительных резервов насосного оборудования.

Как было показано в [2], в наконечниках с плохо организованной системой охлаждения течение воды в центральной части головки имеет неустойчивый и несимметричный характер с прецессированием основного циркуляционного потока между разными соплами. При проведении настоящих экспериментов с использованием в качестве моделирующей среды вентиляторного воздуха это явление проявлялось в виде значительных пульсаций величины скорости потока во времени. В связи со сказанным, на рис. 2 представлены осредненные во времени результаты замеров скорости. Пульсационный характер течения воды в нижней части межсопловой пространства наконечников подобного типа с периодическим падением скорости вплоть до нуля был также отмечен в экспериментальном исследовании [4] при изучении гидродинамики течения охладителя на масштабных моделях.

С целью улучшения охлаждения центральной части фурменной головки без усложнения конструкции и увеличения потерь давления в ней было разработано техническое решение, основанное на организации направленного несимметричного течения воды через центральную межсопловую область наконечника – рис. 3.

При этом нижний торец промежуточной трубы (патрубка) фурмы

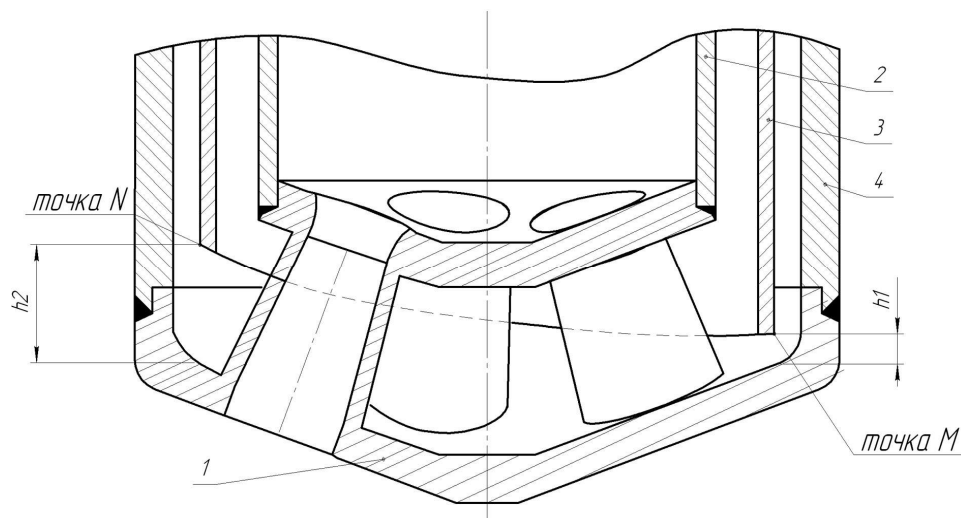


Рис. 3 – Схема концевой части фурмы с улучшенной системой охлаждения наконечника
 1 – пятисопловый наконечник; 2, 3, 4 – внутренняя, промежуточная и наружная трубы ствола фурмы

выполнен с косым срезом (скошенным) таким образом, что расстояния от внутренней поверхности наконечника до наиболее близкой М и диаметрально противоположной ей наиболее дальней N точек на торце этой трубы находятся в определенных диапазонах: $h_1 = (0 - 3) d_2$ и $h_2 = h_1 + (1 - 7) d_2$, где d_2 – гидравлический диаметр тракта отвода охлаждающей воды в выходном сечении головки.

Из-за неравномерного распределения гидравлического сопротивления потоку воды в водяном тракте фурмы (по периметру выходного сечения промежуточной трубы) реализуется ассиметричный подвод воды в наконечник и, как следствие, – направленный переток части подведенной воды через его центральную часть.

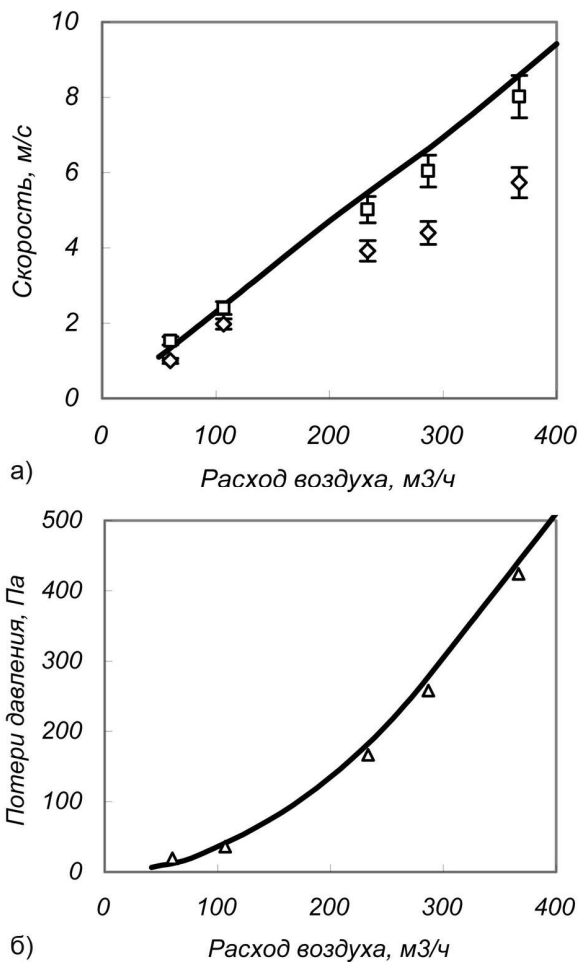


Рис. 4 – Зависимости скорости (в центре наконечника) и перепада статического давления (между входом и выходом из концевой части фурмы) воздуха от расхода:

□, ◇ – замеры в направлениях основного циркуляционного потока (MN) и перпендикулярном ему соответственно; △ – замеры; — - расчет.

(замена воды вентиляторным воздухом) позволяет при необходимости исследовать пульсации потока охладителя (срыв вихрей за соплами и т.п.) в наконечниках, так как в рассматриваемой области значений критерия Re действует эмпирический закон постоянства числа Струхаля: $Sh \approx 0,2$.

На рис. 4 приведены результаты замеров скорости w_{ii} в центре наконечника и перепада статического давления $\Delta P_{ст}$ охладителя при различных его расходах через четырехсопловой фурменный наконечник (160-т конвертера) с улучшенной системой охлаждения (см. рис. 3). Остальные конструктивные параметры наконечника были оставлены без изменений. Сплошной линией на рис. 4а показаны результаты численного моделирования скорости течения воздуха в направлении основного циркуляционного потока (MN).

Как следует из представленных данных, использование предложенного технического решения позволяет в 4 -5 раз увеличить скорость воды в центральной части наконечника (до 2,3 – 3,0 м/с при расходе 120 - 150 м³/ч) без заметного увеличения гидравлического сопротивления головки.

Следует также отметить, что в наконечнике с улучшенной системой охлаждения наблюдалось существенное снижение амплитуды пульсаций скорости течения воздуха при выполнении ее замеров.

На рис. 5 представлена динамика рассчитанной (с использованием программного вычислительного комплекса FlowVision) мгновенной скорости охладителя в центре наконечников двух конструкций: с упрощенной и улучшенной системой охлаждения при расходе 120 м³/ч. Как следует из полученных данных, в последнем случае амплитуда колебаний скорости существенно ниже, что указывает на формирование более организованного и направленного течения.

В заключении следует отметить, что использование предложенной методики

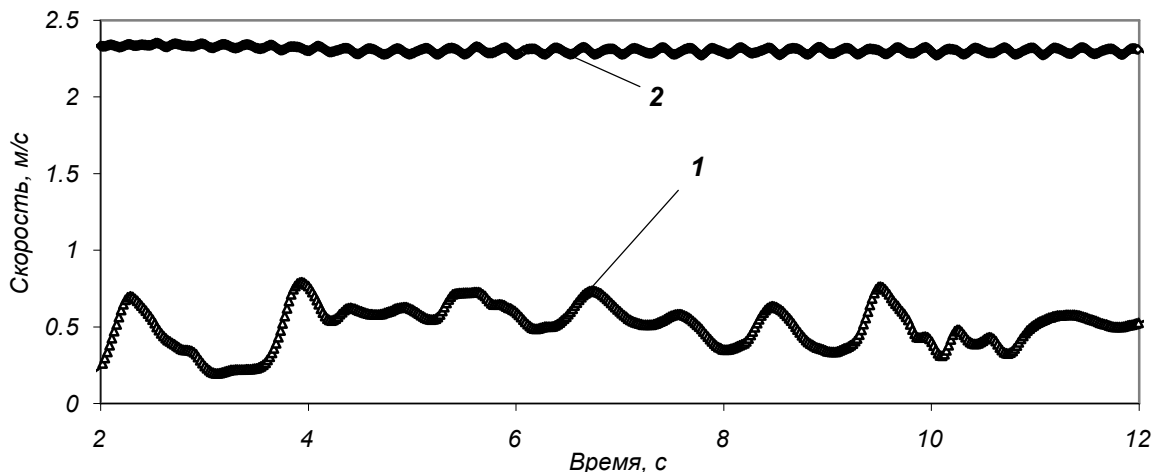


Рис. 5 – Изменение расчетной скорости воздуха в центре наконечников с упрощенной 1 и улучшенной 2 системой охлаждения в реальном масштабе времени при расходе 120 м³/ч

Выводы

1. Предложена инженерная методика экспериментальной оценки эффективности гидродинамической работы систем охлаждения головок кислородных фурм при использовании наконечников натуральных размеров и в качестве моделирующей среды - вентиляторного воздуха. Результаты замеров скоростей и потерь давления охладителя в наконечниках фурм 160-т кислородных конвертеров удовлетворительно согласуются с результатами численного моделирования с использованием современных программных комплексов.

2. Экспериментально подтверждено, что в наконечниках кислородных фурм с упрощенной системой охлаждения скорость воды вблизи наиболее теплонапряженной торцевой части головки недостаточна для обеспечения эффективного охлаждения.

3. Разработана новая конструкции системы охлаждения наконечников кислородных фурм, основанная на интенсификации несимметричного течения охладителя и позволяющая без применения специальных распределителей воды и увеличения гидравлического сопротивления обеспечить приемлемую скорость воды в центре головки.

4. Экспериментально и на основе численного моделирования установлено, что при использовании улучшенной системы охлаждения наконечников (по сравнению с упрощенной) имеет место существенное снижение амплитуды колебаний скорости потока охладителя в центральной части головки, что указывает на формирование более организованного и направленного течения.

Список использованных источников:

1. Давидсон В.Е. Введение в гидродинамику / В.Е. Давидсон. – Днепр.: Изд-во Днепропетр. ун-та, 2002. – 220 с.
2. Сущенко А.В. Анализ эффективности систем охлаждения наконечников фурм кислородных конвертеров. Сообщение 1, 2 / А.В. Сущенко, А.П. Балаба // Изв. вузов. Черная металлургия. – 2009. – № 1 – С. 6-9; 2009. – № 3 – С. 9-12.
3. Сущенко А.В. К вопросу о теплообмене в системе охлаждения кислородных фурм конвертеров верхнего дутья / А.В. Сущенко, В.Н. Евченко, А.П. Балаба // Изв. вузов. Черная металлургия. – 2007. – № 1 – С. 19-23.
4. Исследование гидродинамики в наконечниках кислородных фурм / В.И. Баптизманский, В.Б. Охотский, А.В. Шибко, Ю.М. Сильчук // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1987. – № 9 – С. 26-28.

Рецензент: В.А. Маслов
д-р техн. наук, проф., ПГТУ

Статья поступила 24.12.2009