

УДК 669.184.244

Сущенко А.В.¹, Балаба А.П.²

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАБОТЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НАКОНЕЧНИКОВ КИСЛОРОДНО-КОНВЕРТЕРНЫХ ФУРМ

На основе данных численного моделирования с использованием пакета прикладных программ FlowVision выполнен анализ эффективности гидродинамической работы систем охлаждения наконечников кислородных фурм различных типовых конструкций для верхней продувки 130 – 180 т конвертеров

Учитывая непрерывный рост цен на высококачественную медь и дефицит последней, а также необходимость повышения уровня безопасности производства и ужесточения требований к качеству выплавляемой стали, проблема увеличения стойкости наконечников кислородных фурм для верхней продувки конвертеров (особенно крупнотоннажных) продолжает оставаться актуальной. Одним из главных условий обеспечения высокой стойкости фурменных наконечников является организация их эффективного охлаждения [1, 2 и др.]. Указанному вопросу посвящено большое количество публикаций как отечественных, так и зарубежных исследователей. Однако, сравнить эффективность работы систем охлаждения наконечников известных конструкций по приведенным показателям их стойкости весьма затруднительно, а в ряде случаев и невозможно. Это объясняется существенным различием как внешних (параметры конвертера, шихтовки, дутьевого, шлакового режимов плавки), так и внутренних (параметры охладителя, конструкции, материала наконечника) условий их эксплуатации.

Цель настоящего исследования – анализ эффективности работы систем охлаждения кислородных фурм для верхней продувки конвертеров на основе численного моделирования гидродинамики течения охладителя в наконечниках различных конструкций при прочих эквивалентных условиях.

В качестве объекта исследования рассматривались типовые конструкции наконечников кислородных фурм 130 – 180 т конвертеров. При этом конструктивные и режимные параметры работы систем охлаждения фурм были взяты по производственным данным: диаметр наружной трубы фурмы 219 мм, расход охлаждающей воды 120 м³/ч, количество продувочных сопел 4 – 6 шт.

Моделирование гидродинамической работы различных вариантов конструкций наконечников фурм проводили с использованием программного комплекса FlowVision. Математическая модель основана на численном решении уравнений Навье-Стокса, энергии и неразрывности течения с соответствующими начальными и граничными условиями, на базе стандартной k-ε модели турбулентности.

В качестве основных параметров, характеризующих эффективность гидродинамической работы систем охлаждения наконечников кислородных фурм при их сравнительном анализе рассматривали: 1) скорость воды непосредственно вблизи от внутренней поверхности торцевой части наконечника в характерных точках (рис. 1а, точки 1 – 8); 2) долю охладителя (от общего его расхода), циркулирующего через центральное межсопловое пространство наконечника – φ_c ; 3) потери давления воды в наконечнике ΔP_n ; 4) макрокартину пространственного течения охладителя в целом (наличие и структура застойных зон, характер циркуляции потоков и т.п.).

На рис. 1а представлена наиболее простая в изготовлении конструкция наконечника кислородной фурмы, в которой концевая часть промежуточной трубы ствола выполняет роль разделителя воды между подводящим и отводящим каналами. На рис. 1б приведено векторное поле течения охладителя (в вертикальной плоскости, проходящей через ось фурмы и ось сопла) в таком наконечнике пятисопловой литой конструкции. При этом концевая часть промежуточ-

¹ПГТУ, канд. техн. наук, доц., нач. лаб. энерго-ресурсосбережения металлург. пр-ва

²ПГТУ, аспирант

ной трубы установлена на расстоянии h , равном 20 мм от внутренней поверхности головки (вариант 2 в табл. 1). На рисунках длина векторов соответствует величине местной скорости потока в точке их начала. Для улучшения восприятия картины течения в целом на рис. 1в приведена топография распределения скоростей воды в этом же сечении наконечника (на рис. 1г дана цветовая гамма значений скоростей, соответствующих представленным на рисунках изотаксам). На рис. 1д изображено векторное поле течения охлаждающей воды в центральном межсопловом пространстве указанного наконечника (в горизонтальной плоскости, проходящей через точки пересечения осей сопел с внутренней поверхностью торцевой части головки).

Таблица 1 – Результаты расчета основных параметров гидродинамической работы систем охлаждения наконечников кислородных фурм при различных вариантах их конструктивного исполнения

| № варианта | Скорость воды в характерных точках, м/с | | | | | | | | $\varphi_{ц}, \%$ | $\Delta P_{н},$ бар |
|------------|---|------|------|------|------|------|-----|-----|-------------------|------------------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | | |
| 1 | 1,5 | 1,0 | 2,2 | 7,9 | 6,5 | 0,5 | 4,5 | 3,7 | 1÷2 | 0,502 |
| 2 | 0,5 | 1,0 | 2,2 | 3,4 | 4,9 | 0,6 | 3,2 | 5,0 | 1÷2 | 0,260 |
| 3 | 0,4 | 1,1 | 2,5 | 1,5 | 5,8 | 0,5 | 1,5 | 5,4 | 1÷2 | 0,194 |
| 4 | 0,7 | 1,0 | 1,5 | 1,5 | 2,5 | 0,6 | 0,9 | 2,5 | 1÷2 | 0,241 |
| 5 | 3,5 | 6,0 | 7,5 | 5,0 | 5,5 | 2,5 | 1,5 | 5,0 | 100 | 0,339 |
| 6 | 4,3 | 7,5 | 10,0 | 5,5 | 6,3 | 2,5 | 7,0 | 8,5 | 25,0 | 1,273 |
| 7 | 9,0 | 16,0 | 22,0 | 15,0 | 14,0 | 12,0 | 5,0 | 6,5 | 100 | 3,778 |
| 8 | 4,5 | 9,0 | 9,0 | 3,5 | 7,0 | 3,5 | 5,0 | 7,0 | 39,0 | 0,471 |
| 9 | 1,4 | 8,5 | 7,5 | 5,1 | 6,0 | 2,5 | 5,0 | 6,5 | 38,0 | 0,492 |
| 10 | – | 0,5 | 1,0 | 1,0 | 5,3 | 0,5 | 1,3 | 5,4 | 1÷2 | 0,256 |
| 11 | 0,2 | 0,3 | 0,1 | 8,7 | 5,5 | – | 8,7 | 7,5 | 0,2 | 0,505 |
| 12 | 2,4 | 4,3 | 5,0 | 8,0 | 7,0 | – | 9,0 | 7,0 | 4,0 | 0,501 |

Установлено, что в рассматриваемом случае основной поток воды, не заходя в межсопловую область, перетекает из подводящего тракта в отводящий непосредственно под разделительной трубой с высокой скоростью. В остальной части наконечника формируется сложное течение, состоящее из трех-четырёх последовательно расположенных циркуляционных контуров (вихрей); от периферийной к центральной части наконечника течение ослабевает и непосредственно в центральной межсопловой области скорость воды минимальна – порядка 0,5 м/с. Следует отметить, что при постановке задачи в исходных данных отсутствовали условия, приводящие к несимметричному течению охладителя в головке. Однако, полученная картина течения в целом носит несимметричный характер (рис. 1д; масштаб векторов скорости увеличен в 5 раз относительно масштаба рис. 1б для лучшей визуализации течения). При этом потоки воды между различными соплами отличаются как по величине скорости, так и по направлению циркуляции течения. Причем во времени они непрерывно изменяются так, что корень основного циркуляционного потока прецессирует от одного сопла к другому. Это связано с гидродинамической неустойчивостью, присущей турбулентным течениям [3]. На практике в наконечниках всегда имеются элементы, усиливающие неустойчивость и несимметричность течений, связанные, например, с наличием дефектов их изготовления. Поэтому образование строго симметричной картины течения в головках фурм является маловероятным.

В связи с малыми скоростями воды в центральной части наконечника – точки 1, 2, 6 и отсутствием в ней организованной циркуляции охладителя имеет место низкая эффективность гидродинамической работы рассмотренной выше системы охлаждения фурменного наконечника. Это может привести к перегреву воды и увеличению вероятности возникновения ее пленочного кипения [4].

Авторы ряда работ [5 и др.] считают, что значительно улучшить охлаждение наконечника в рассматриваемом случае можно путем оптимизации расстояния h . В табл. 1 представлены результаты расчета гидродинамики течения воды в головке фурмы при величине h равной 10, 20, 30 и 40 мм (варианты 1 – 4 соответственно). При уменьшении h до 10 мм усиливается циркуляция воды вблизи внутренней поверхности торцевой части наконечника и увеличиваются скорости воды в характерных точках. Однако заметного увеличения параметра $\varphi_{ц}$ не происходит – практически отсутствует подача свежей воды в центральную часть наконечника. Это не позволяет обеспечить необходимый теплосъем от ее внутренней поверхности. При этом заметно увеличивается гидравлическое сопротивление наконечника. Увеличение расстояния h до 30 – 40 мм дополнительно приводит к ухудшению охлаждения его периферийной части (рис. 1е, $h = 40$ мм).

Отметим, что независимо от величины h (во всех рассмотренных выше вариантах) течение воды в наконечнике качественно одинаковое – является плохо организованным и неустойчивым с малой долей охлаждающей воды, подаваемой в центральное межсопловое пространство головки. В связи с этим приведенные в таблице 1 скорости воды для вариантов 1 – 4, полученные в некоторый момент времени формирования течения, не являются средненными характеристиками величин и показывают лишь порядок их значений.

Максимальную эффективность гидродинамической работы системы охлаждения имеют фурмы с центральным подводом воды (рис. 1ж; табл. 1, вариант 5): 100 % подаваемой на фурму воды циркулирует через наиболее теплонпряженное центральное межсопловое пространство, имеют место достаточно высокие скорости воды в характерных точках (кроме точки 7) и сравнительно невысокое гидравлическое сопротивление наконечника. При этом получено, что использование плоской центральной части головки (в отличие от вогнутой) приводит к заметному снижению скоростей воды на ее поверхности и, как следствие, к ухудшению охлаждения. Несмотря на высокую эффективность указанного варианта системы охлаждения наконечников, на практике он не получил широкого распространения в связи со сложностью изготовления и обслуживания (необходимостью наличия двух компенсационных устройств).

Кардинального улучшения гидродинамики течения воды и охлаждения фурменных наконечников с центральным подводом кислорода можно добиться за счет использования специальных профилированных разделителей (распределителей, рассекателей и т.д.) воды, которые должны обеспечивать оптимально организованную подачу основной части потока в центральную межсопловую область головки [2 и др.].

Наконечники литых конструкций с профилированными разделителями и распределительными вставками сложны в изготовлении. Кроме того, в связи с достаточно большой толщиной стенок сопел (7 – 10 мм) при подаче даже относительно небольшого количества воды (15 – 25 %) в центральную часть такого наконечника существенно возрастает его гидравлическое сопротивление (табл. 1, вариант 6). При отсутствии запаса мощности водяных насосов это может привести к снижению расхода охладителя через фурму и ее стойкости. При этом основная часть воды перетекает за соплами через специально выполненные профилированные отверстия в разделителе.

При использовании других способов изготовления фурменных наконечников (сварных, ковано-паяных и др.), обеспечивающих возможность уменьшения толщины стенок сопел (до ~5 мм) улучшается гидродинамика течения охладителя. Однако и в этом случае подать всю воду в центральную часть наконечника практически не представляется возможным в связи с резким увеличением $\Delta P_{н}$ – до 4 бар (табл. 1, вариант 7). Но при оптимальной организации перетока воды за соплами как при пятисопловой (табл. 1, вариант 8; рис. 1з), так и при четырехсопловой (табл. 1, вариант 9; рис. 1и) компоновке наконечника можно достигнуть хороших показателей гидродинамики течения охладителя при сравнительно невысоких значениях $\Delta P_{н}$.

Следует отметить, что в случае нечетного числа сопел в наконечнике (рис. 1з) течение в его центральной области в целом носит несимметричный характер, т.е. имеет место продольный ток воды мимо центральной точки 1. При четном числе сопел в наконечнике (рис. 1и) течение имеет близкую к симметричной форму так, что в его центральной части сверху и снизу (в большей степени) образуются конусообразные зоны циркуляции с малыми скоростями воды. В этом случае для исключения указанной зоны при конструировании наконечника целесообразным является использование специальных направляющих конусов или нижних тарелок с вогнутой центральной

частью. Применение центральных верхних и нижних конусов в конструкциях наконечников без профилированного разделителя воды малоэффективно с точки зрения оптимальной организации гидродинамики течения охладителя (табл. 1, вариант 10; $h = 30$ мм).

На рис. 1к представлены векторное поле (справа) и топография (слева) скорости охлаждающей воды в цельноточеной четырехсопловой типовой конструкции наконечника с диаметром верхних и нижних перепускных водяных каналов d_n равным 10 мм, расстоянием $h = 8$ мм (табл. 1, вариант 11). Как следует из полученных данных эффективность гидродинамической работы такой системы охлаждения является крайне низкой. Из-за слабого охлаждения центральной межсопловой части головки может наблюдаться ее ускоренный разгар.

Более эффективной является известная усовершенствованная система охлаждения цельноточеного наконечника [6], обеспечивающая подачу воды в центральную его часть по нижним перепускным каналам (см. рис. 1л; табл. 1, вариант 12 при $d_n = 10$ мм, $h = 8$ мм).

Выводы

1. В наконечниках кислородных фурм с упрощенной системой охлаждения (роль разделителя воды выполняет концевая часть промежуточной трубы ствола фурмы) течение охладителя, независимо от количества сопел и расстояния h , является неустойчивым, несимметричным, плохо организованным и не позволяет обеспечить надежное эффективное охлаждение центральной части головки.
2. Центральный подвод воды в наконечниках с вогнутой центральной частью обеспечивает наиболее эффективную гидродинамическую работу системы охлаждения.
3. Для фурм с центральным подводом кислорода при использовании профилированных разделителей воды и оптимальной организации ее перетока за соплами можно достигнуть хороших показателей гидродинамики течения охладителя при сравнительно невысоких значениях ΔP_n .
4. В цельноточеных наконечниках применение систем охлаждения с нижними подающими каналами (при использовании специальных водоотводящих трубок) является более эффективным по сравнению с традиционными конструкциями.

Перечень ссылок

1. *Бойченко Б.М.* Конвертерне виробництво сталі: теорія, технологія, якість сталі, конструкції агрегатів, рециркуляція матеріалів і екологія / *Б.М. Бойченко, В.Б. Охотський, П.С. Харлашин.* – Дніпропетровськ: РВА Дніпро-ВАЛ, 2004. – 454 с.
2. Повышение стойкости наконечников фурм для 350-т конвертеров / *А.В. Сущенко, А.А. Курдюков, И.Д. Буга и др.* // *Сталь.* – 1996. – № 5. – С. 14 – 17.
3. *Струминский В.В.* Введение / *В.В. Струминский* // *Проблемы турбулентных течений.* – М.: Наука, 1987. – С. 3 – 8.
4. *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.
5. Повышение стойкости конвертерных фурм / *В.И. Баптизманский, В.Б. Охотский, А.В. Шибко и др.* // *Сталь.* – 1987. – № 5. – С. 31 – 33.
6. *Мокринский А.В.* Численное моделирование и промышленная отработка конструкций цельноточенных наконечников кислородно-конвертерных фурм // *А.В. Мокринский, Е.В. Протопопов, А.Г. Чернятевич* // *Изв. вузов. Черная металлургия.* – 2005. – № 12 – С. 16 – 19.

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

Статья поступила 27.12.2007