Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LV, вып. 3, 1975 г.

АЭРОДИНАМИКА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОНВЕРТЕРА

Доктор техн. наук Л. М. ШАЛЫГИН
(Ленинградский горный ин-т)

Горизонтальный конвертер, получивший распространение в металлургии меди и никеля, принадлежит к числу металлургических агрегатов, в которых решающую роль играют условия подачи дутья.

Обозначим: количество воздуха, необходимое для переработки 1 *т* штейна до конечного продукта (файнштейна или чернового металла) $v_{шт}$, *нм³/т*; коэффициент использования конвертера под дутьем k; количество воздуха, подаваемое через фурмы конвертера, $v_к$, *нм³/мин*; суточная производительность конвертера по горячему штейну A, *т/сутки*.

Получим

$$A = 1440\ k\frac{v_к}{v_{шт}}, \qquad (1)$$

где 1440 — количество минут в сутках.

Полученное выражение показывает, что производительность конвертера при конкретном составе штейна, характеризующемся определенным значением $v_{шт}$, зависит от двух факторов: коэффициента использования конвертера под дутьем и количества воздуха, подаваемого в конвертер через фурмы.

Значение коэффициента использования конвертера под дутьем отвечает периодическому характеру работы конвертера, который обусловливает определенную затрату времени на выполнение операций, протекающих без дутья (загрузка штейна, отстаивание и слив шлака, чистка горловины и др.). Оптимальная организация работы конвертеров совместно с работой плавильных печей может повысить степень использования конвертера под дутьем до 75—80%.

Не умаляя значения мероприятий по всяческому повышению степени использования конвертера под дутьем, остановимся на другом пути повышения производительности конвертера — увеличении подачи воздуха через фурмы.

Обозначим: число фурм, установленных на конвертере, n; диаметр фурменных трубок d, *мм*; удельную нагрузку по воздуху на фурмах, $v_{уд}$, *нм³/см² мин*.

Тогда

$$v_к = 0{,}785 \cdot 10^{-2} n d^2 v_{уд},\ нм^3/мин.$$

Число фурм, устанавливаемых на конвертере, является сугубо конструктивным фактором и определяется возможностью размещения фурм на рабочей длине кожуха конвертера $L_к$. Установленное практикой минимальное расстояние между осями фурм составляет 150—152 *мм*. Тогда

$$n \approx \frac{L_к}{150}.$$

С этой точки зрения резонна тенденция к увеличению длины конвертеров для размещения большого числа фурм, наблюдаемая на отечественных и зарубежных заводах. Так, за счет удлинения бывших «40-тонных» конвертеров (3,6×6,1) на 1—2 *м* число фурм на них увеличено до 36—44, на бывших «80-тонных» конвертерах (3,96×9,15 *м*) число фурм доведено до 54—60. Видимо, этими пределами число фурм на существующих конвертерах и ограничивается, так как дальнейшее увеличение длины конвертера становится конструктивно нерациональным.

Диаметр фурменных трубок определяется главным образом условиями их ручной прочистки и в настоящее время ограничивается пределами 38—52 *мм*.

Рассмотрим наиболее важный показатель, определяющий работу конвертера, — удельную нагрузку на фурмах $v_{уд}$.

По своей природе этот показатель подчиняется законам газовой механики и зависит от параметров воздушного потока и аэродинамических характеристик воздухораспределительной системы, по которой этот поток движется.

Исследования на моделях, выполненные кафедрой печей ЛГИ, позволили установить функциональную зависимость удельной нагрузки на фурмах от указанных факторов

$$v_{уд} = 27{,}3\sqrt{\frac{(P-H)(P+1)}{CT}}, \quad нм^3/см^2 мин, \qquad (2)$$

где P — давление дутья на коллекторе, *кг/см²*; H — противодавление слоя расплава, расположенного над фурмами, *кг/см²*; $H = 10^{-4}\gamma_м h$; $\gamma_м$ — удельный вес расплава, *г/см³*; h — высота слоя, *мм*; T — температура воздуха, °К; C — безразмерный показатель, характеризующий аэродинамические свойства воздухораспределительной системы, представляющий собою числовые значения критерия Эйлера Eu в области автомодельного участка функции $Eu = f(Re)$; Re — критерий Рейнольдса [6].

После определения на моделях значений коэффициента C для фурменных систем конвертеров ряда комбинатов и проверки результатов на действующих конвертерах оказалось возможным разработать новую конструкцию фурменной системы. Такая конструкция обладает улучшенными аэродинамическими качествами, характеризующимися значениями $C = 3 \div 4$ (для существовавшей стандартной системы $C = 6 \div 7$). Эта конструкция в 1960—1961 гг. была внедрена на конвертерах Уфалейского никелевого комбината, а затем распространена на большинстве медеплавильных и никелевых комбинатов страны. Некоторое время спустя аналогичные конструкции фурм стали внедряться на предприятиях иностранных фирм [4].

За счет этого мероприятия удельная нагрузка на фурмах при прочих равных условиях повысилась в среднем на 40%, что обусловило соответствующее увеличение производительности конвертеров.

В дальнейшем на ряде комбинатов были разработаны другие варианты усовершенствования фурменной системы конвертеров, преследующие цель дальнейшего снижения потерь давления при движении воздуха от коллектора до входа в ванну, улучшения условий монтажа, ремонтов и обслуживания (рис. 1). Из всех последних вариантов наиболее удачной следует признать конструкцию, разработанную и внедренную на Кировоградском медеплавильном комбинате, которая может служить прототипом для создания унифицированной воздухораспределительной системы всех горизонтальных конвертеров.

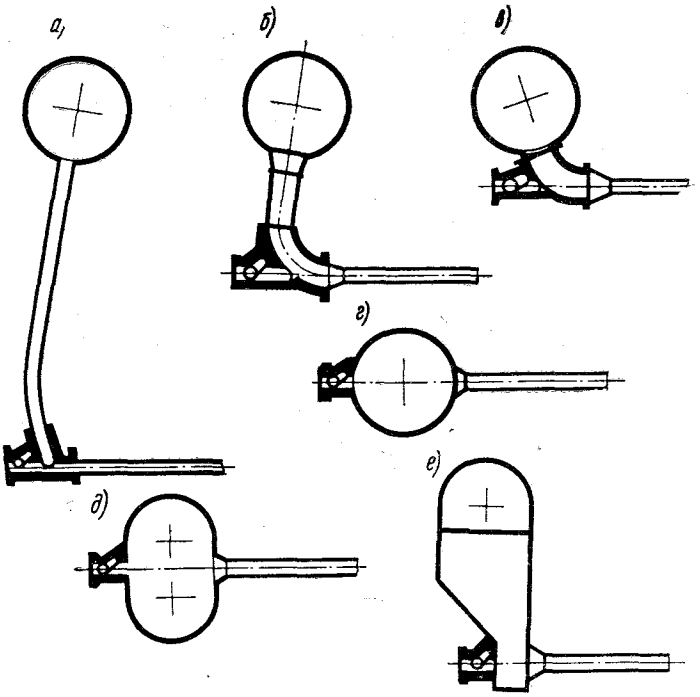


Рис. 1. Типы фурменной системы горизонтальных конвертеров:
а — первоначальная конструкция; *б* — конструкция ЛГИ—УНК; *в* — вариант НГМК; *г* — вариант ЮУНК; *д* — вариант КУМК; *е* — вариант КиМК

Анализ уравнения истечения газов из отверстий и насадок с учетом адиабатического расширения дает возможность получить формулу для расчетов удельной нагрузки, позволяющую оценить по отдельности влияние аэродинамических характеристик воздухораспределительной системы и условий прочистки фурм

$$v_{уд} = 72{,}8\,(P+1)\,\varphi m \sqrt{\frac{\left(\frac{H+1}{P+1}\right)^{1{,}425} - \left(\frac{H+1}{P+1}\right)^{1{,}715}}{T}}, \qquad (3)$$

где φ — аэродинамический коэффициент системы, определяемый экспериментально как отношение практической пропускной способности системы к теоретической при заданных P, H, d; m — степень чистоты фурмы, определяемая как отношение средней площади рабочего проходного отверстия фурмы к полному сечению фурменной трубки, $m = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2$; d_1 — диаметр проходного отверстия.

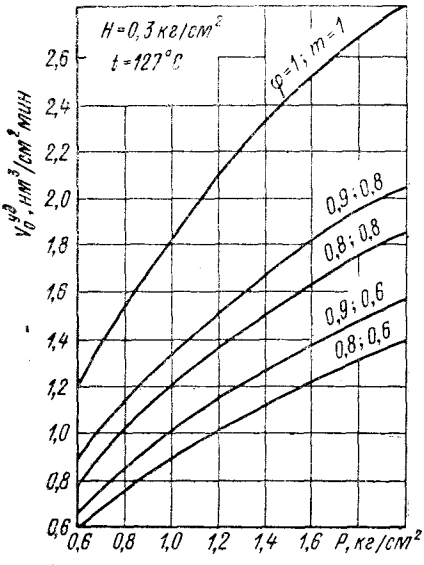


Рис. 2. Зависимость удельной нагрузки на фурмах от давления дутья, характеристики фурм и степени чистоты фурм

Повышение давления дутья и улучшение прочистки фурм (повышение их «степени чистоты») для каждой фурменной системы, характеризующейся определенным значением коэффициента φ, являются решающими факторами повышения производительности конвертеров (рис. 2). После решения задачи создания фурменной системы с минимальным аэродинамическим сопротивлением (возможно более высоким значением коэффициента φ) средствами дальнейшего повышения производительности конвертеров следует считать повышение давления дутья и улучшение чистки фурм.

Из формул (1)—(3) следует также, что температура дутья является фактором, отрицательно влияющим на производительность конвертера. Снижение температуры дутья в среднем от 140° К хотя бы до 60° К соответствует при равных условиях повышению производительности конвертера на

$$\sqrt{\frac{T_1}{T_2}} = \sqrt{\frac{140+273}{60+273}} \cdot 100 = 11\ \%.$$

Таким образом, вопрос об охлаждении воздуха после турбовоздуходувок заслуживает внимания с точки зрения повышения производительности конвертеров.

Исследованиями на прозрачных моделях и наблюдениями за работой фурм действующих конвертеров установлен струйный характер внедрения дутья в толщу штейнового расплава (рис. 3).

Наиболее существенной характеристикой дутьевой струи в конвертере следует считать длину ее осевого проникновения («вылет струи») L, поскольку от нее зависят условия циркуляции расплава и размещение температурных зон в штейновой ванне. В частности, от вылета струи зависит размещение очага высоких температур, развивающихся на концевом участке струи за счет окислительных процессов, что прямо сказывается на стойкости фурменной стенки.

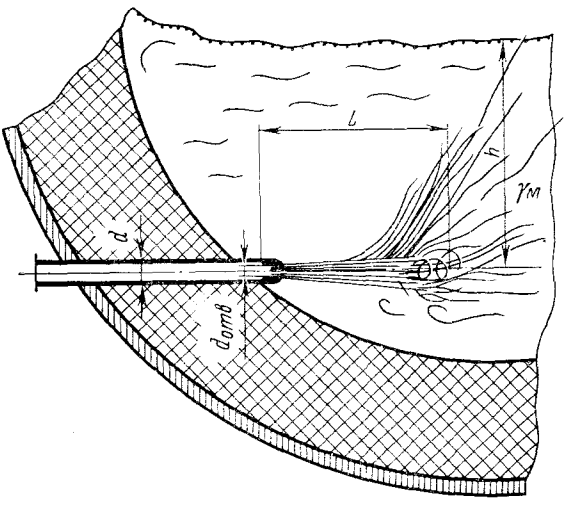


Рис. 3. Схема к расчету дутьевой струи

Методика расчета вылета струи разработана на основе моделирования. По результатам опытов на моделях с использованием прозрачных жидкостей разного удельного веса и различной вязкости получена критериальная зависимость (рис. 4) $\omega = f(\mathrm{Ar})$, где ω — критерий проникающей способности, $\omega = \dfrac{2L}{\mathrm{Ar}d\sqrt{m}}$; Ar — критерий Архимеда.

Применительно к истечению газовой струи в слой жидкости для критерия Архимеда И. Г. Казанцев [3] предложил выражение

$$\mathrm{Ar} = \frac{w^2\gamma_в}{g\gamma_м d_1},$$

где w — скорость истечения струи, *м/сек*; $\gamma_в$ — удельный вес воздуха, *кг/м*^{3}; $\gamma_м$ — удельный вес жидкости, *г/см*^{3}; d_1 — диаметр концевого отверстия, *мм*.

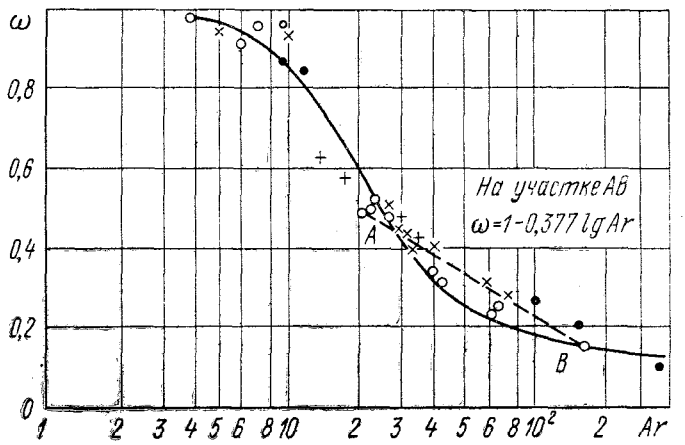


Рис. 4. Критериальная зависимость $\omega = f(\mathrm{Ar})$ по данным моделирования

Для расчета значений критерия Архимеда применительно к условиям работы горизонтального конвертера выведена формула, устанавливающая зависимость этой величины от параметров воздушного режима и аэродинамических характеристик воздухораспределительной системы

$$\mathrm{Ar} = 7\cdot 10^4\left[\left(\frac{H+1}{P+1}\right)^{0{,}715} - \frac{H+1}{P+1}\right]\varphi^2\frac{P+1}{\gamma_м d\sqrt{m}}. \qquad (4)$$

Диапазон значений Ar, охватывающий обычные режимы работы горизонтальных конвертеров, составляет 20—200. Для этого диапазона функция $\omega = f(\mathrm{Ar})$ может быть представлена на основании рис. 4 зависимостью

$$\omega = 1 - 0{,}377\lg \mathrm{Ar}. \qquad (5)$$

По найденным для любого заданного режима значениям Ar, ω, d, m вычисляется вылет струи по формуле

$$L = 0{,}5\omega \mathrm{Ar} d_1\sqrt{m}. \qquad (6)$$

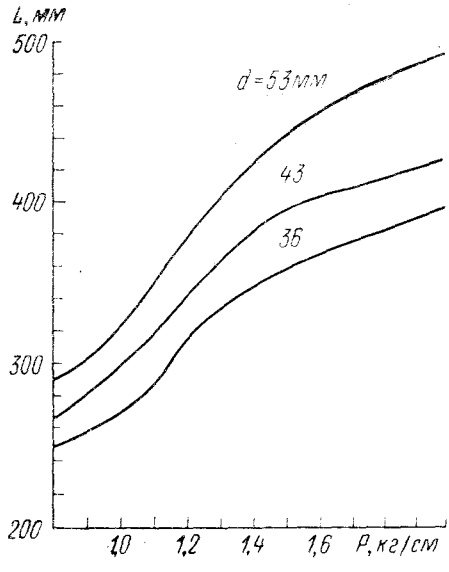


Рис. 5. Зависимость вылета струи от давления дутья и диаметра фурм

Расчеты, выполненные по формулам (3), (4), (5) (рис. 5), показывают, что за счет повышения давления дутья можно при прочих равных условиях существенно увеличить «вылет струи» L. Это, с одной стороны, интенсифицирует тепло- и массообмен в конвертере, а с другой должно содействовать снижению термической нагрузки на фурменный пояс. При этом следует принимать во внимание и условия работы стенки, противоположной фурмам.

При переходе на фурмы улучшенной конструкции на Уфалейском никелевом комбинате интенсивность массо- и теплообмена в конвертере возросла, вследствие чего более заметно стала изнашиваться передняя стенка конвертера. По этому поводу уже в то время было высказано соображение, что за счет снижения аэродинамического сопротивления фурменной системы (увеличения коэффициента φ) при прочих сохранившихся условиях скорость истечения струи возрастает и, следовательно, увеличивается «вылет струи». Для конвертера диаметром 2,3 *м* это уже могло повлиять на износ кладки передней стенки.

Промышленные испытания повышенного давления дутья (до 1,6—1,8 *ати*) на конвертере № 2 никелевого завода Норильского горнометаллургического комбината также выявили возрастание действия дутьевой струи на переднюю стенку конвертера.

Эти наблюдения, а также опыты на моделях указывают, что параметры дутьевой струи и диаметр корпуса конвертера должны соответствовать друг другу. Для установления зависимости между ними обобщены результаты моделирования и промышленных наблюдений, выполнены расчеты воздействия дутьевой струи на расплав с учетом сил всплытия, термического расширения газов из глубины расплава и получена эмпирическая формула для расчета диаметра внутренней полости конвертера

$$D_{\text{вн}} = 5{,}4\sqrt{[L + 2d^{0{,}67}(mL)^{0{,}33}]\,h},\ \text{мм}. \qquad (7)$$

Расчеты, выполненные по формуле (7) совместно с (4), (5) и (6) (рис. 6), показывают, что с повышением давления дутья необходимо при прочих равных условиях увеличивать диаметр внутренней полости конвертера. Нормальный режим циркуляции ванны, исключающий повышенный износ передней стенки при повышении давления дутья, может быть достигнут также подбором оптимального для данного конвертера диаметра фурменных трубок.

Одной из наиболее трудоемких операций по обслуживанию конвертеров продолжает оставаться чистка фурм. Несмотря на множество попыток механизировать эту операцию, до сих пор фурмы прочищаются вручную. Исследованиями на конвертерах ряда комбинатов установлено, что фурменная настыль, сокращающая, а временами и прекращающая поступление воздуха в конвертер, представляет собою образование

чисто физического происхождения. Она возникает вследствие охлаждения и замораживания расплава струей относительно холодного воздуха, истекающей из фурменной трубки.

Струя воздуха, образуя фурменную настыль, вместе с тем оказывает на нее механическое воздействие, пропорциональное динамическому напору. Поэтому имеет смысл довести скорость истечения, а следовательно, динамический напор, до такого значения, при котором фурменная настыль не могла бы удержаться на конце фурменной трубки.

Расчетные графики (рис. 7) позволяют определить скорость истечения струи в зависимости от параметров дутья и характеристики воздухораспределительной системы с использованием формулы.

$$(P+1)^{0,285} = \frac{(H+1)^{0,285}}{1 - \frac{w^2}{1936 T \varphi^2}}. \qquad (8)$$

Скорость истечения с повышением давления дутья возрастает до определенного предела, при котором скорость достигает критического значения. Числовое значение критической скорости для воздуха определяется формулой

$$w_{кр} = 18\sqrt{T}. \qquad (9)$$

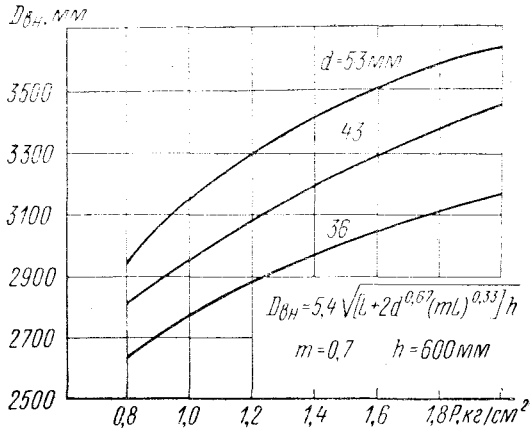


Рис. 6. Зависимость диаметра внутренней полости конвертера от давления дутья и диаметра фурм

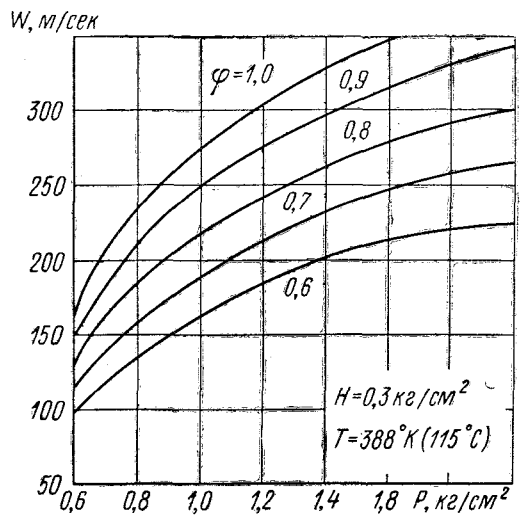


Рис. 7. Зависимость скорости истечения от давления дутья и характеристики фурм

Для обычных условий работы конверторных воздуходувок температура воздуха составляет 70—140° С. Соответственно критическая скорость находится в пределах 330—360 *м/сек*. Такому значению скорости истечения соответствует давление 1,7—2,0 *ати* (рис. 7).

Дальнейшее повышение давления не увеличит скорости, затраты же на получение сжатого воздуха заметно возрастут. Поэтому рациональным пределом давления дутья, обуславливающим максимальное механическое воздействие на фурменную настыль при одновременном обеспечении высоких показателей пропускной способности фурм и динамических характеристик струи в расплаве, следует считать давление 1,7—2,0 *ати*.

Возможность создания режима самоочистки фурм за счет повышения давления дутья была показана еще в 1964 г. опытами на единичной экспериментальной фурме конвертера комбината «Североникель»

и убедительно подтверждена промышленными испытаниями на конвертере № 2 никелевого завода Норильского горнометаллургического комбината в 1970 г. В первой серии промышленных испытаний работы конвертера на повышенном давлении дутья были получены следующие результаты:

Давление	0,9—1,2 (среднее 1,0)	1,4—1,75 (среднее 1,6)
Число работающих фурм	50	40
Суммарное сечение работающих фурм, *см*^{2}	565	453
Средний расход воздуха на конвертер, *нм*^{3}/*мин*	557	745
Удельная нагрузка на фурмы, *нм*^{3}/*см*^{2}*мин*	0,98	1,64
Аэродинамический коэффициент системы	0,9	0,9
Относительная производительность конвертера, %	100	134
Чистка фурм	Ручная	Самопроизвольная
Средняя степень чистоты фурм	0,6	0,73

Пределом, который лимитирует повышение производительности конвертера за счет рассмотренных мероприятий, является ограниченная способность конвертерной ванны к приему дутья. Под действием динамического напора воздушных струй, сил термического расширения газового объема в глубине расплава и сил всплытия газов из глубины на поверхность расплав в конвертере перемешивается весьма интенсивно. Мелкие брызги расплава, срываемые с поверхности ванны, подхватываются газовым потоком и выносятся из горловины. По мере увеличения дутья эти мелкие брызги сменяются уже довольно крупными выбросами массы из расплава. И, наконец, наступает так называемое катастрофическое состояние, когда из горловины конвертера начинают выплескиваться массивные потоки расплава.

Опытами на моделях, расчетами и наблюдениями на конвертерах установлено, что предельное количество дутья для конвертеров существующей конструкции составляет примерно 12—13 *нм*^{3} в одну минуту на 1 *м*^{3} объема внутренней полости конвертера.

Основным фактором, обуславливающим уровень предельной подачи дутья, является вязкость конвертерных шлаков, которая зависит от их состава и температуры. Установлено, что при горячем ведении процесса конвертер принимает больше воздуха. За счет улучшения состава конвертерных шлаков и выбора оптимального температурного режима на конвертерах никелевого завода НГМК удалось значительно повысить подачу воздуха и таким образом более полно использовать преимущества улучшенной конструкции воздухораспределительной системы, внедренной на комбинате [5].

Результаты моделирования гидроаэродинамики конвертерной ванны и расчеты показывают, что из всех факторов, вызывающих нарушение стабильности конвертерной ванны и наступление «катастрофических» выбросов, главными являются силы термического расширения и силы всплытия газов. Динамический напор воздушной струи играет подчиненную роль. Поэтому само по себе увеличение скорости дутьевой струи при повышении давления дутья практически не увеличивает выбросы. Выбросы зависят от количества поданного дутья. Следовательно, при переходе на повышенное давление дутья необходимо ориентироваться на предельное количество дутья и подгонять под этот предел пропускную способность фурм за счет суммарного сечения фурменных трубок, чтобы допустимое по состоянию ванны количество дутья было подано при тех оптимальных параметрах, о которых говорилось выше.

Все изложенные соображения о предельном количестве дутья относятся к существующей конструкции конвертеров, имеющих центральное расположение горловины и произвольное, неуправляемое распределение воздуха по фурмам.

Между тем, уже в 1958 г. были выдвинуты доводы о целесообразности переноса горловины в торец конвертера для уменьшения выбросов [2].

Многочисленные попытки уменьшения диаметра или числа фурм, расположенных под горловиной, показали, что перераспределение подачи воздуха по отдельным группам фурм также существенно влияет на уровень предельного количества дутья. Применение аэродинамических распределительных элементов в конвертерных фурмоколлекторах Красноуральского медеплавильного комбината, рекомендованное кафедрой печей ЛГИ в 1970 г., заметно улучшило воздушный режим конвертеров и повысило их производительность.

Таким образом, существующий предел нагрузки конвертеров по воздуху, ограничивающий их производительность, может быть значительно превзойден за счет таких конструктивных усовершенствований, которые связаны с гидро- и аэродинамическими факторами, в частности, за счет переноса горловины к торцу конвертера и создания новой конструкции системы подвода дутья, обеспечивающей оптимальное распределение воздуха вдоль фурменного пояса. На кафедре печей ЛГИ продолжаются работы в этом направлении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Диомидовский Д. А. Металлургические печи цветной металлургии. «Металлургия», 1970.
2. Деев В. И., Верменичев С. А., Диев Н. П. Сравнительные данные о выносе жидкости в газоотводные отверстия модели конвертера. Тр. ин-та металлургии УФАН. Изд. Уральск. филиала АН СССР, вып. 4, 1958.
3. Казанцев И. Г. Механика газовой струи в бессемеровской ванне. «Сталь», 1940, № 1.
4. Металлургия меди, никеля и кобальта (сборник трудов международной конференции). Перевод с англ. под ред. А. А. Цейдлера. «Металлургия», 1965.
5. Усовершенствование конвертеров Норильского комбината. «Цветная металлургия», 1967, № 1. Авт.: В. В. Мечев, Ю. Д. Лапин, А. С. Смирнов, А. П. Гордеев, Н. В. Соболев, И. Ф. Овчинников, С. М. Виниковский, М. С. Никифоров, В. Г. Рябов, В. А. Белоусов.
6. Шалыгин Л. М. Конвертерный передел в цветной металлургии. «Металлургия», 1965.