

УДК 669.14

*д.т.н. Еронько С. П.,
к.т.н. Ошовская Е. В.,
к.т.н. Ткачѳв М. Ю.,
Пономарѳва Е. А.
(ДонНТУ, г. Донецк, ДНР)*

МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ВИБРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СИСТЕМ КОВШОВЫХ ЗАТВОРОВ

Приведены результаты сопоставительных экспериментальных исследований параметров функционирования трёх типов вибраторов, предназначенных для установки на шиберный затвор сталеразливочного или промежуточного ковшеи с целью снижения интенсивности процесса зарастания выпускного канала за счёт вибрационного разрушения связей между частицами слоя отложений, формирующегося на его стенках. Даны рекомендации по практическому применению устройства, обеспечивающего реализацию предложенного технического решения.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш, шиберный затвор, выпускной канал, тугоплавкие включения, направленное вибрационное воздействие, колебания, частота, амплитуда.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами. Уменьшение проходного сечения выпускного канала сталеразливочного или промежуточного ковшеи вследствие отложения на его стенках тугоплавких неметаллических включений является одной из проблем, которую до настоящего времени не удалось полностью решить, несмотря на многочисленные исследования, проводившиеся в последнее десятилетие на ряде отечественных и зарубежных металлургических предприятий. Её сложность обусловлена тем, что формирование в канале шиберного затвора слоя отложений зачастую связано с одновременным развитием в разной степени тепловых, гидродинамических и химических процессов [1]. В связи с этим предлагаемые меры по снижению интенсивности затягивания канала ковшовых затворов предполагают применение разнообразных технических и технологических решений, призванных ослабить негативное влияние установленных ранее факторов.

В качестве действенных приёмов, позволяющих замедлить процесс зарастания каналов огнеупорных элементов шиберного затвора, следует признать:

– применение профиля продольного сечения сталевыпускного канала с мини-

мально возможными местными гидравлическими сопротивлениями [2];

– нанесение на стенки канала специального покрытия, образующего при взаимодействии с неметаллическими включениями легкоплавкие соединения, смываемые с контактной поверхности потоком разливаемой стали [3];

– подачу в канал шиберного затвора через пористые вставки инертного газа, пузырьки которого препятствуют образованию слоя включений [4];

– осуществление подогрева корпуса разливочного стакана за счёт тепла, выделяемого при сгорании специальной газовой смеси, вдуваемой через пористый элемент нижней огнеупорной плиты затвора при кратковременном перекрытии его выпускного канала [5];

– использование электрического подогрева корпуса разливочного стакана с помощью специального нагревательного элемента, вмонтированного в гнездовой блок днища ковша [6].

Анализ информации об эффективности использования на практике отмеченных мероприятий позволяет сделать вывод о том, что данный вопрос по-прежнему остаётся актуальным и поиски его решения должны быть продолжены.

Постановка задачи. Задачей данной работы является поиск технического решения, позволяющего обеспечить активное влияние на интенсивность процесса затягивания сталевыпускного канала разливочного ковша.

Изложение материала и его результаты. Сотрудниками кафедры «Механическое оборудование заводов чёрной металлургии им. профессора Седуша В. Я.» Донецкого национального технического университета проведены модельные исследования, результаты которых свидетельствуют о возможности активного влияния вибрационного воздействия на снижение интенсивности развития процесса зарастания канала шибера затвора путём возбуждения вертикально направленных колебаний с заданными амплитудой и частотой. Для этого предлагается разливочный узел ковша снабдить специальным устройством, возбуждающим вибрацию [7].

Предварительная конструктивная проработка такого технического решения показала, что эффективность его промышленного применения в значительной мере будет зависеть от того, в какой мере вибратор, являющийся вспомогательным структурным элементом системы ковшового затвора, отвечает комплексу требований: компактность; простота и безопасность подвода энергоносителя, необходимого для возбуждения низкочастотной вибрации; возможность гибкого регулиро-

вания параметров колебательного процесса; минимизация числа дополнительных операций, связанных с обслуживанием.

Для обоснования выбора конструктивного исполнения такого вибратора и выдачи рекомендаций по его практическому применению необходимо проведение при одинаковых условиях сопоставительных испытаний нескольких типов устройств, обеспечивающих возбуждение направленных колебаний с соответствующей частотой и амплитудой. С этой целью из всего многообразия известных технических решений, позволяющих реализовать колебательный процесс, были отобраны три типа вибраторов и изготовлены их действующие образцы, имевшие одинаковую инерционную массу подвижных элементов. Речь идёт об электромеханическом, пневматическом и электромагнитном вибраторах, схематично представленных на рисунках 1–3.

Первый из них являлся двухдебалансным вибратором направленного действия. Он включал два параллельных вала 1, установленных в подшипниковых опорах, синхронизированных между собой парой зубчатых колёс 2 и 8 с одинаковым числом зубьев и несущих на своих консольных хвостовиках дебалансы 7. Крутящий момент каждому валу передавался посредством клиноременной передачи 4 от отдельного микродвигателя постоянного тока 3 с регулируемой частотой вращения.

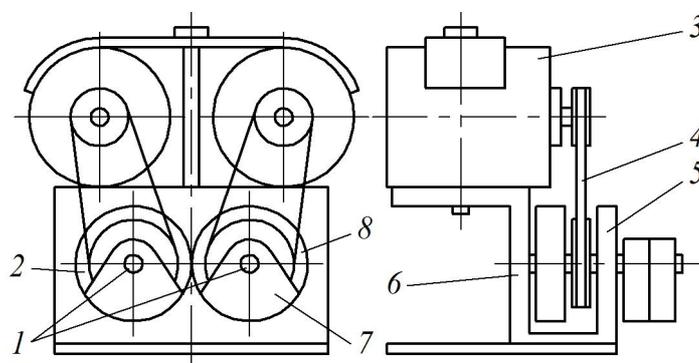


Рисунок 1 Схема электромеханического вибратора направленного действия

Вибратор был укомплектован набором съёмных дебалансов с целью возможности ступенчатого изменения обеспечиваемой им возмущающей силы за счёт варьирования количества закрепляемых на его валах грузов со смещённым центром массы. Развиваемую им вибрационную нагрузку задавали частотой колебаний и амплитудой. Амплитуду A вычисляли, используя выражение

$$A = \frac{m_{\partial} \varepsilon_{\partial}}{m_{\partial}}$$

где m_{∂} — масса дебалансов вибратора; ε_{∂} — эксцентриситет дебаланса; m_{∂} — масса вибратора.

Интенсивность вибрационного воздействия, оцениваемую виброускорением, определяли как

$$W = A\omega^2,$$

где ω — угловая скорость дебалансов.

Пневматический вибратор направленного действия (рис. 2) включал пустотельный цилиндрический корпус 5 с винченной в него крышкой 6, снабжённый хвостовиком 11 с наружной резьбой. Внутри корпуса размещён с возможностью относительного продольного перемещения сдвоенный поршень 2, удерживаемый в среднем положении частично сжатыми пружинами 4 и 10. В стенке пустотелого цилиндрического корпуса имеются два перепускных канала 7 и 9, а также два выпускных отверстия 1 и 3.

Подаваемый по трубопроводу 8 в среднюю часть рабочей полости сжатый воздух по каналу 7 поступает в нижнюю полость под сдвоенный поршень 2, который под действием давления переместится вверх, сжимая пружину 10 и вытесняя через открытое отверстие 1 в атмосферу воздух из полости, находящейся над ним. Вблизи своего крайнего верхнего положения сдвоенный поршень 2 перекроет выпускное отверстие 1 и перепускной канал 7 и одновременно с этим откроет выпускное отверстие 3 и перепускной канал 9, в результате

чего произойдёт реверсирование движения самого поршня. Под действием давления на верхнюю часть поршня он начнёт перемещение вниз, сжимая пружину 4 и вытесняя воздух через отверстие 3 в атмосферу из нижней части рабочей полости. Достигнув своего крайнего нижнего положения, поршень откроет выпускное отверстие 1 и перепускной канал 7, т. е. начнёт совершать колебания, частота и амплитуда которых зависят от давления воздуха и жёсткости пружин 4 и 10.

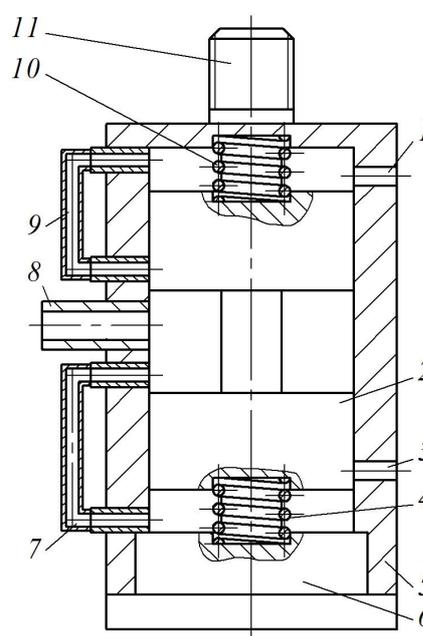


Рисунок 2 Схема пневматического вибратора направленного действия

Амплитуду колебаний A , возбуждаемых пневматическим вибратором, вычисляли по формуле

$$A = \frac{m_n s_n}{m_{\partial}},$$

где m_n — масса сдвоенного поршня вибратора; s_n — ход сдвоенного поршня из среднего положения в крайнее; m_{∂} — масса вибратора.

Электромагнитный вибратор (рис. 3) включал катушку, помещённую в метал-

лический корпус 2, закреплённый на основании 1. Внутри катушки размещён с возможностью относительного продольного перемещения медный боек-сердечник 4 с буртиком, упирающимся в несущую платформу 5, посредством двух шпилек 3 связанную с основанием катушки. Между верхним торцом корпуса катушки и буртиком бойка-сердечника коаксиально ему установлена цилиндрическая витая пружина 6. Перемещение бойка-сердечника в одну сторону осуществляется электромагнитными силами катушки, а в другую — силами упругости пружины. Частоту срабатывания электромагнитного вибратора

задавали с помощью специального регулятора, включавшего электродвигатель постоянного тока 7, приводившего через клиноременную передачу 8 во вращение установленный вертикально в подшипниковой опоре диск 9 по краю которого крепились кулачки 10. При вращении диска кулачки поочерёдно замыкали контакт 11, через который от источника питания на обмотку катушки подавался ток. За счёт изменения скорости вращения диска и количества равномерно рассредоточенных по его периметру кулачков обеспечивалось регулирование в значительных пределах частоты колебаний сердечника катушки.

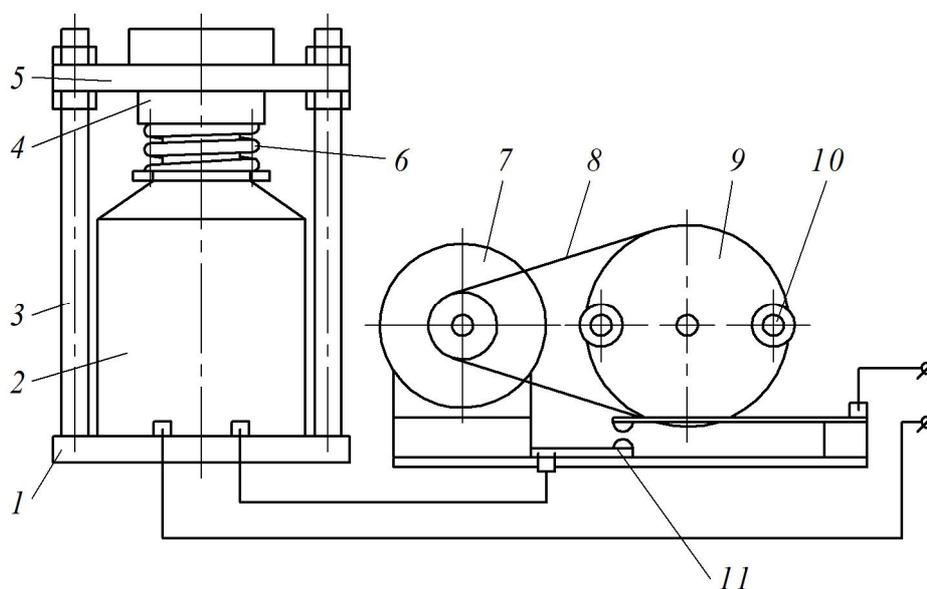


Рисунок 3 Схема электромагнитного вибратора направленного действия

Амплитуду колебаний при работе электромагнитного вибратора A вычисляли как

$$A = \frac{m_{\delta} s_{\delta}}{m_{\epsilon}},$$

где m_{δ} — масса бойка-сердечника; s_{δ} — ход бойка-сердечника; m_{ϵ} — масса вибратора.

В соответствии с планом эксперимента в ходе проводившихся модельных исследований получили информацию, необходимую для сопоставления значений пара-

метров функционирования трёх выбранных вибраторов, а также потребляемую ими мощность при развиваемой силе вибрационного воздействия.

Для контроля параметров исследуемого вибрационного процесса применили контрольно-измерительный комплекс, включавший двухкоординатный акселерометр ADX 1.210 фирмы ANALOG DEVICES и IBM-совместимый компьютер с установленной на его шине платой L-154 12-разрядного аналого-цифрового преобразователя (АЦП) фирмы L-CARD.

Акселерометр позволял фиксировать линейное ускорение в пределах от $-10g$ до $+10g$ при частоте записи сигнала $1-10$ кГц. Требуемую частоту опроса акселерометра назначали исходя из условия

$$f_n \leq \frac{1}{T} \leq f_v,$$

где T — длительность импульса, составляющая $0,0002-0,001$ с.

Обработку цифрового представления сигналов, поступающих от акселерометра, выполняли на ЭВМ в реальном масштабе времени при помощи прикладной программы Power Graph 2.0.

Учитывая особенности функционирования каждого из трёх выбранных вибраторов во время проводившихся опытов для каждого из них, внимание уделяли в первую очередь тем параметрам, которые оказывали превалирующее влияние на эффективность работы конкретной вибрационной системы.

При работе с электромеханическим вибратором провели три серии измерений,

во время которых варьировали амплитуду и частоту возбуждаемых колебаний, чтобы оценить обеспечиваемую интенсивность вибрационного воздействия. Одновременно по показаниям вольтметра и амперметра блока питания двигателей постоянного тока, приводивших во вращение дебалансы, фиксировали потребляемую ими электрическую мощность для каждого опыта. Значения амплитуды колебаний, вызываемых вибратором, дискретно изменяли путём дискретного уменьшения массы его дебалансов с 45 до 15 г, а частоту их вращения — за счёт регулировали напряжения питания приводных электродвигателей. На рисунке 4 приведены характерные виды сигналов, зарегистрированных во время работы электромеханического вибратора направленного действия с различной частотой вращения двух дебалансов при неизменной их массе, а в таблице 1 представлены зафиксированные значения параметров функционирования данной вибрационной системы.

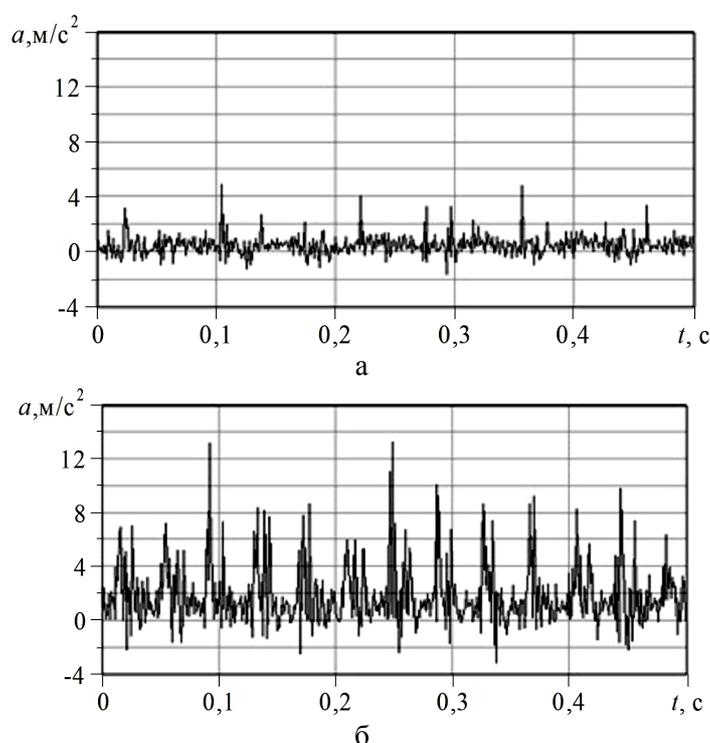


Рисунок 4 Виброускорение a , развиваемое электромеханическим вибратором при одинаковой массе дебалансов (45 г), вращающихся с частотой 50 c^{-1} (а) и 100 c^{-1} (б)

Таблица 1

Зафиксированные значения параметров функционирования электромеханического вибратора

Параметры дебалансов		Амплитуда колебаний вибратора, мм	Частота вращения дебалансов, с ⁻¹	Возникающее виброускорение, м/с ²	Развиваемая сила вибровоздействия, Н	Потребляемая вибратором мощность, Вт
Масса, г	Эксцентриситет, мм					
45	1		52	2,7	1,2	3
			104	10,82	4,87	6
			157	24,85	11,18	9
30	0,6		52	1,62	0,33	3
			10	6,49	2,92	6
			157	14,79	6,66	9
15	0,33		52	0,89	0,4	3
			104	3,57	1,6	6
			157	8,13	3,16	9

Во время исследования особенностей работы пневматического вибратора масса его подвижной части — сдвоенного поршня — была неизменной и составляла 25 г. Наряду с этим меняли жёсткость пружин, удерживавших его в среднем положении, а также варьировали давление и расход сжатого воздуха, выступавшего в качестве энергоносителя, обеспечивавшего функционирование вибрационной системы. Характерный вид сигналов, зафиксированных при работе пневматического вибратора с пружинами разной жёсткости, показан на рисунке 5.

Расход и давление воздуха, поступавшего в рабочую полость вибратора от мини-компрессора, контролировали соответственно с помощью ротаметра и манометра. Значение указанных величин затем использовали для расчёта значений потребляемой пневматическим вибратором мощности при различных его исходных параметрах. Зафиксированные значения исследуемых величин приведены в таблице 2.

При проведении опытов с использованием электромагнитного вибратора, как и в случае с пневматической вибросистемой, масса подвижной части, т. е. бойка-сердечника, оставалась неизменной (50 г), а на параметры возбуждавшихся колебаний влияли за счёт изменения жёсткости пружины, выталкивающей его из катушки

в момент отключения электропитания, а также напряжения, подаваемого на её обмотки с различной частотой замыкания контактов с помощью кулачков, установленных на вращающемся диске (рис. 3). Потребляемую электромагнитным вибратором электрическую мощность оценивали по произведению показаний вольтметра и амперметра использовавшегося блока питания вибрационной системы.

На рисунке 6 показаны формы сигналов о виброускорении, развиваемом электромагнитным вибратором при одинаковой жёсткости его возвратной пружины и различной частоте замыкания контактов в цепи электропитания обмоток катушки, а в таблице 3 приведены значения параметров реализации колебательного процесса для разных соотношений влияющих на него величин.

Анализ информации, полученной в результате проведённых лабораторных экспериментов, позволил сделать несколько практических выводов относительно перспектив использования каждого из трёх исследовавшихся вибраторов в составе системы шибера затвора для активного влияния на интенсивность развития процесса затягивания сталевыпускного канала разливочного или промежуточного ковшей. Из данных, приведённых в таблицах, следует, что развиваемая сила вибрационного

воздействия и возникающее виброускорение при функционировании сравниваемых систем близки по своим значениям.

Электромеханический вибратор позволяет выполнять как плавное, так и дискретное регулирование обеспечиваемых им параметров колебательного процесса, а по потребляемой мощности занимает промежуточное положение среди опробованных вибрационных систем. Однако при его использовании необходим подвод к шиберному затвору электрической энергии для питания электродвигателя, что усложнит эксплуатацию и обслуживание всей системы в целом и потребует принятия дополнительных мер по обеспечению безопасности её работы.

Такие же по сути проблемы могут возникнуть в случае применения в шиберном затворе электромагнитного вибратора, требующего для своей работы электрической энергии, а также дополнительного механического или электронного регулятора частоты колебаний.

Поэтому для оборудования шиберного затвора в наибольшей мере подходит вибратор, работающий от сжатого воздуха, так как он соответствует таким предъявляемым требованиям, как компактность, безопасность и удобство в эксплуатации. Это обусловлено тем, что у современных ковшовых затворов кассетного типа для прижатия огнеупорных плит применяют блоки тарельчатых или витых пружин, в обязательном порядке охлаждаемых во время разливки стали воздухом, подаваемым по трубопроводу под избыточным давлением от цеховой магистрали. Поэтому этот воздух можно одновременно использовать в качестве энергоносителя для приведения в действие возбудителя колебаний ковшового затвора. При этом параметры колебательного процесса, реализуемого в системе шиберного затвора, можно регулировать путём изменения в нужных пределах давления и расхода воздуха, подаваемого к вибратору, а также выбирая соответствующую жёсткость его пружин.

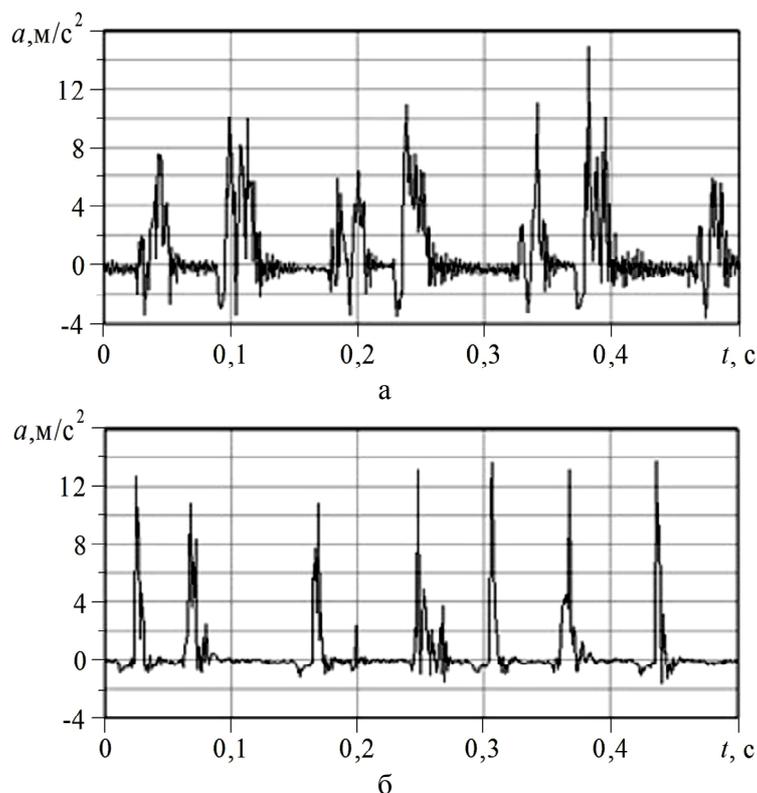
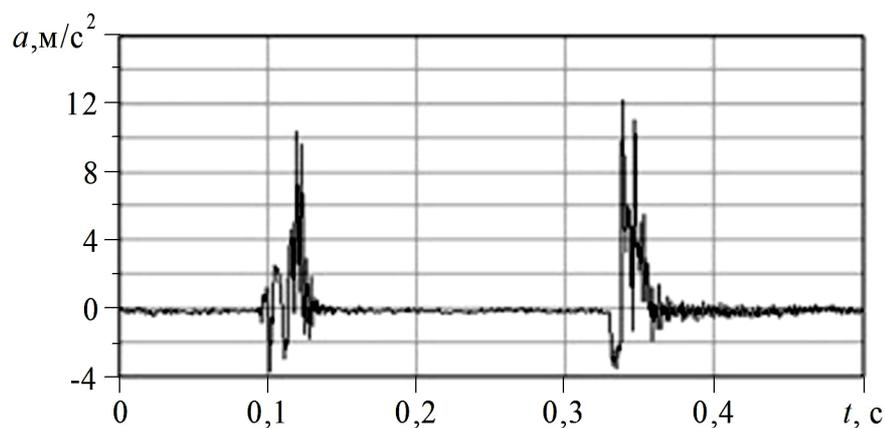


Рисунок 5 Виброускорение a , развиваемое пневматическим вибратором при жёсткости пружин $0,45 \text{ Н/мм}$ и расходе воздуха $11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ (а), а также $0,36 \text{ Н/мм}$ и $18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ (б)

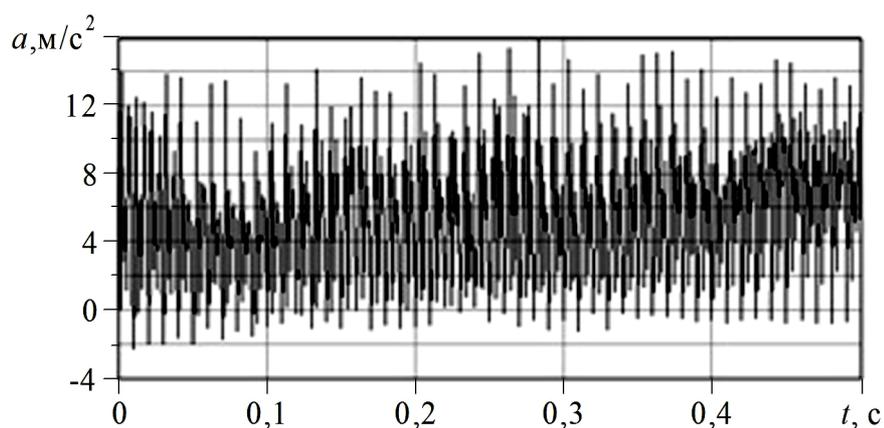
Таблица 2

Зафиксированные значения параметров функционирования пневматического вибратора

Амплитуда колебаний вибратора, мм	Жёсткость пружин вибратора, Н/мм	Давление воздуха, Н/м ²	Расход воздуха, м ³ /с	Частота возбуждаемых колебаний, с ⁻¹	Возникающее виброускорение, м/с ²	Развиваемая сила вибровоздействия, Н	Потребляемая вибратором мощность, Вт
1,0	0,45	40·10 ³	11·10 ⁻⁶	5	11	3,3	0,44
			56·10 ⁻⁶	25	15	4,95	2,24
			11·10 ⁻⁵	50	18	5,95	4,4
	0,36	32·10 ³	18·10 ⁻⁶	8	12	3,6	0,58
			90·10 ⁻⁶	40	16	5,28	2,88
			11·10 ⁻⁵	80	20	6,6	5,76



а



б

Рисунок 6 Виброускорение a , зафиксированное во время работы электромагнитного вибратора с частотой колебаний 4 с^{-1} (а) и 120 с^{-1} (б) при жёсткости его возвратной пружины $0,36 \text{ Н/мм}$

Таблица 3

Зафиксированные значения параметров функционирования электромагнитного вибратора

Жёсткость возвратной пружины вибратора, Н/мм	Масса бойка- сердечника вибратора, г	Амплитуда колебаний вибратора, мм	Частота возбуждаемых колебаний, с ⁻¹	Возникающее виброускорение, м/с ²	Развиваемая сила вибровоздействия, Н	Потребляемая вибратором мощность, Вт
0,25	40	1	4	10	3	5,5
			60	12	3,6	8
			120	14	4,2	12
0,36			4	11	3,3	11
			60	14	4,2	15
			120	16	4,8	20

Выводы и направление дальнейших исследований. Для условий функционирования шиберных затворов наиболее приемлемым для практического использования в них в качестве возбудителя направленных колебаний, снижающих интенсивность развития процесса затягивания сталевыпускного канала, следует признать пневматический вибратор.

Количество таких вибраторов и геометрические размеры их подвижных элементов, возбуждающих вертикально направленные колебания, воздействующие на ковшовый затвор, должны быть рассчитаны на основе положений теории динамики машин с последующей экспериментальной проверкой на натуральных образцах разливочных устройств шиберного типа.

Библиографический список

1. Предотвращение процесса затягивания канала сталеразливочного узла промежуточного ковша МНЛЗ [Текст] / Л. М. Аксельрод [и др.] // Новые огнеупоры. — 2007. — № 2. — С. 9–14.
2. Horiuchi, T. «MOGUL» — lined submerged entry nozzle [Текст] / T. Horiuchi, M. Kajimura // UNITECR'05, 9th Biennial Worldwide Congress on Refractories 9. — 11 November 2005.
3. Аксельрод, Л. М. Разработка технологии изготовления огнеупорного материала, замедляющего процесс затягивания [Текст] / Л. М. Аксельрод, Г. Г. Мельникова, Г. О. Бодина // Огнеупоры и техническая керамика. — 2001. — № 2. — С. 22–25.
4. Предотвращение процесса затягивания канала сталеразливочного узла промежуточного ковша МНЛЗ [Текст] / Л. М. Аксельрод [и др.] // Новые огнеупоры. — 2007. — № 2. — С. 9–14.
5. Кононов, В. А. Разработка шиберных систем для разливки мелких слитков и фасонного литья [Текст] / В. А. Кононов, В. П. Василенко, А. А. Алпатов // Новые огнеупоры. — 2011. — № 11. — С. 18–24.
6. Жилин, Д. И. Повышение эффективности шиберного затвора с дополнительным подогревом разливочного канала [Текст] / Д. И. Жилин // Заготовительные производства в машиностроении. — 2015. — № 11. — С. 3–6.
7. Еронько, С. П. Модельные исследования процесса зарастания канала ковшевого затвора [Текст] / С. П. Еронько, М. Ю. Ткачёв, Е. А. Пономарёва // Инновационные перспективы Донбасса : сб. тр. 4-й Межд. науч.-практ. конф. в 6-ти т. Т. 3. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов. — Донецк : ДонНТУ, 2018. — С. 11–15.

- © Еронько С. П.
 © Ошовская Е. В.
 © Ткачёв М. Ю.
 © Пономарёва Е. А.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф. каф. МОЗЧМ ДонНТУ Сидоровым В. А.,
д.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Харламовым Ю. А.*

Статья поступила в редакцию 05.10.18.

д.т.н. Єронько С. П., к.т.н. Ошовська О. В., к.т.н. Ткачов М. Ю., Понамарьова О. О.
(ДонНТУ, м. Донецьк, ДНР)

МОДЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ СИСТЕМ КОВШОВИХ ЗАТВОРІВ

Наведено результати порівняльних експериментальних досліджень параметрів функціонування трьох типів вібраторів, які призначені для розміщення на шибєрному затворі сталерозливної або проміжного ковша з метою зниження інтенсивності процесу затягування випускного каналу за рахунок вібраційного руйнування зв'язків поміж частками шару відкладень, що формується на його стінках. Надано рекомендації з практичного використання пристрою, який забезпечує реалізацію запропонованого технічного рішення.

Ключові слова: сталерозливальний ківш, шибєрний затвор, випускний канал, тугоплавкі вклучення, вібратор, спрямована вібраційна дія, коливання, частота, амплітуда.

**Doctor of Tech. Sc. Eron'ko S. P., PhD Oshovskaya E. V., PhD Tkachov M. Yu.,
Ponamaryova E. A. (DonNTU, Donetsk, DPR)**

MODEL STUDING THE OPERATION PARAMETERS OF VIBRATION DEVICES FOR LADLE SLIDE GATE SYSTEMS

The results are presented of the comparative experimental studies on the operation parameters of three types of vibrators to be placed on the ladle or tundish slide gate system aiming to reduce the obliteration of nozzle channel. This is achieved due to the vibrational break of ties between the particles of the layer of formed sediments on its walls. Recommendations are made on practical application of the device providing implementation of the proposed technical solution.

Key words: ladle, slide gate system, nozzle channel, refractory inclusions, directional vibration, oscillation, frequency, amplitude.