

УДК 669.184

д.т.н. Еронько С. П.,
к.т.н. Ошовская Е. В.,
Стародубцев Б. И.
(ДонНТУ, г. Донецк, ДНР)

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ КАЧАНИЯ НАКЛОННОЙ ПРОДУВОЧНОЙ ФУРМЫ В ПОЛОСТИ КОНВЕРТЕРА

Приведена методика расчёта энергосиловых параметров приводов комбинированной системы качания продувочной фурмы кислородного конвертера для переработки некачественной шихты с высоким содержанием вредных примесей. Корректность полученных зависимостей подтверждена результатами эксперимента, проведённого с использованием методов тензометрии. Расчётные и экспериментальные данные будут использованы при разработке модернизированного кислородного мини-конвертера.

Ключевые слова: водоохлаждаемая наклонная фурма, порошкообразные реагенты, газопорошковая смесь, эксцентрикковый механизм, кривошипно-шатунный механизм.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

Конструктивное исполнение продувочной фурмы в значительной мере определяет показатели конвертерного процесса. Быстрое развитие конвертерного производства стали и многообразие вариантов его реализации обусловили необходимость проведения исследований, направленных на совершенствование продувочных систем, обеспечивающих подачу в полость плавильных агрегатов не только газообразного кислорода, но и порошковых смесей. Следует отметить, что в большинстве существующих вариантов кислородно-конвертерного процесса используют верхнее дутьё через опускаемую в плавильный агрегат водоохлаждаемую многосопловую фурму, располагаемую вертикально на некотором удалении от поверхности жидкой ванны. В редких случаях, например в Кал-До процессе, фурма располагается под некоторым углом к горизонтальной поверхности и может совершать плоское качательное движение относительно ванны расплава, что связано со стремлением достичь полного дожигания СО в рабочем пространстве конвертера, а при подаче вместе с кислородом порошкообразной извести — интенсификации реакции дефосфорации металла [1].

Как уже ранее отмечалось, при создании плавильного мини-агрегата, предназначенного для переработки некачественной шихты, а также металлосодержащих отходов и функционирующего по принципу действия Кал-До конвертера, решалось несколько задач, связанных с устранением тех недостатков, из-за которых промышленное применение известного прототипа в свое время было прекращено.

Усовершенствования, внесённые в конструкцию модернизированного мини-конвертера, предполагали изменения механизма вращения его корпуса относительно продольной оси и снабжение агрегата новыми системами верхнего кислородного дутья, инъекции аргона через донные пористые блоки и газодинамической отсечки конечно-технологического шлака [2–4].

Постановка задачи. К главным отличиям системы вдувания в ванну плавильного агрегата порошкообразных реагентов в струе кислорода следует отнести применение в ней устройства дозированной подачи мелкодисперсных материалов в транспортную магистраль из бункера-накопителя с помощью установленного в его донной части питателя с вертикально размещённым шнеком и спаренных механизмов качания наклонной фурмы в двух взаимоперпенди-

кулярных плоскостях. Благодаря указанным техническим решениям, можно не только стабилизировать расход вдуваемых газопорошковых смесей, но и повысить интенсивность протекающих с их участием химических реакций за счёт увеличения поверхности контакта твёрдой и жидкой фаз в ванне агрегата [5].

Конструирование опытно-промышленного образца усовершенствованной системы вдувания порошков в струе кислорода через наклонную фурму, сопло которой во время ведения сталеплавильного процесса совершает перемещение в пространстве по сложной траектории при комбинации её движений в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, требует разработки методики расчёта силовых параметров механизмов, обеспечивающих эти движения.

Изложение материала и его результаты. Успешное решение поставленной задачи напрямую связано с определением технологических нагрузок, действующих на структурные элементы исследуемой механической системы. При этом важно не только знать их максимальные значения, но и корректно назначить точки приложения и направленность соответствующих им векторов. На рисунке 1 приведены расчётные схемы разработанных механизмов. В соответствии с первой схемой, кислородная водоохлаждаемая фурма 1 задним своим концом закреплена в шарнире А опоры 6 и снабжена второй опорой В, ролики 2 которой контактируют с поверхностью эксцентрика 7, установленного на тихоходном валу приводного мотор-редуктора 3. Эксцентриковый механизм обеспечивает фурме качательное движение в вертикальной плоскости в секторе с углом α . При этом мотор-редуктор 3 и шарнирная опора 6 размещены на наклонной несущей платформе 8, имеющей вместе с фурмой 1 возможность поворота в подшипниковых опорах D и E на угол φ с помощью кривошипно-шатунного механизма 4, приводимого в действие вторым мотор-редуктором 5, который вместе с опо-

рами D и E платформы 8 смонтирован на тележке механизма заведения фурмы в полость конвертера (условно не показан).

Для выполнения силового расчёта механизмов, обеспечивающих перемещение в пространстве кислородной фурмы, используем принцип Даламбера, согласно которому подвижная система тел находится в каждый момент времени в равновесии под действием активных сил, реакций связи и сил инерции [6]. Вначале рассматриваем эксцентриковый механизм качания фурмы в вертикальной плоскости. Во время работы привода данного механизма на фурму действует суммарная сила тяжести кислородной фурмы и находящейся в её каналах охлаждающей воды G_ϕ , половина суммарной силы тяжести частей гибких трубопроводов для подачи к фурме газопорошковых смесей и охлаждающей жидкости G_{mp} , сила трения в опоре А, а также силы инерции, возникающие при разгоне и замедлении фурмы, участвующей одновременно в двух движениях, совершаемых в различных плоскостях.

Выбираем систему координат, ориентируя направление осей, показанное на рисунке 1. Предварительно находим координаты центров тяжести фурмы $C(x_c, y_c, z_c)$, привода эксцентрикового механизма $C_1(x_{c1}, y_{c1}, z_{c1})$, несущей платформы $C_2(x_{c2}, y_{c2}, z_{c2})$, точки крепления к фурме трубопроводов $C_3(x_{c3}, y_{c3}, z_{c3})$, оси несущей платформы $C_4(x_{c4}, y_{c4}, z_{c4})$, в которых прикладываем вертикально вниз соответственно векторы сил $\overline{G_\phi}$, $\overline{G_{np}}$, $\overline{G_{nl}}$, $\overline{G_{mp}}$ и $\overline{G_{oc}}$.

Возникающие во время качания фурмы вокруг оси шарнира А с угловой скоростью ω_ϕ при действующем ускорении ε_ϕ касательная F_{u_τ} и нормальная F_{u_n} силы инерции равны

$$F_{u_\tau} = \frac{G_\phi}{g} \cdot a_\tau, \quad F_{u_n} = \frac{G_\phi}{g} \cdot a_n,$$

где a_τ и a_n — соответственно касательная и нормальная составляющие ускорения центра тяжести фурмы:

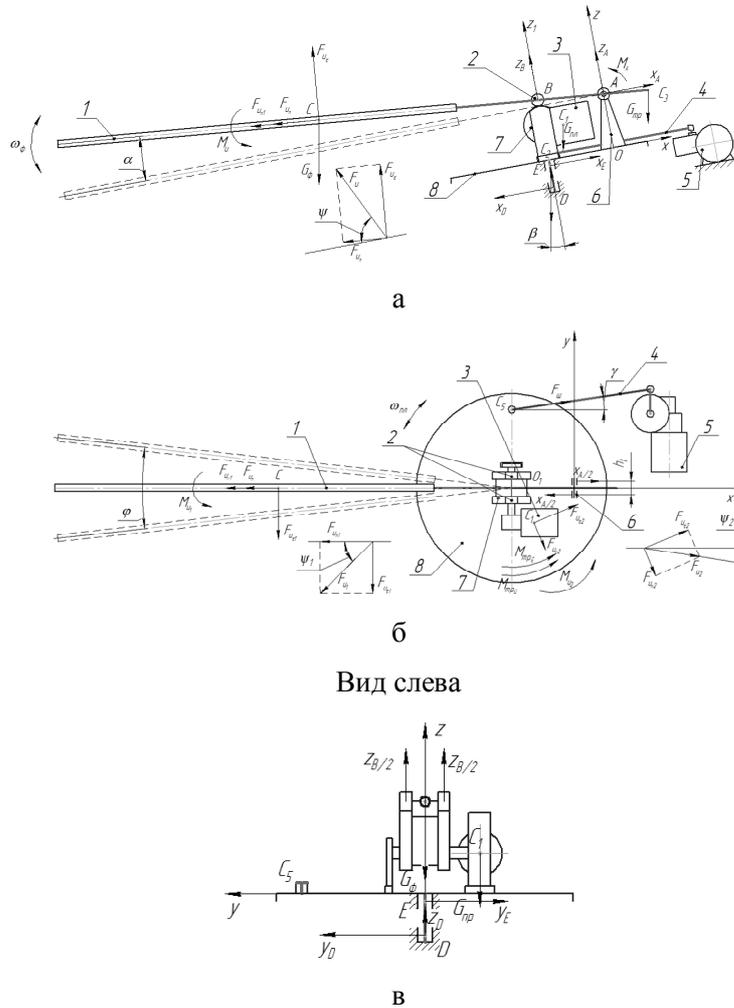


Рисунок 1 Расчётные схемы механизма качания фурмы в вертикальной плоскости (а) и поворота несущей платформы (б)

$$a_{\tau} = \varepsilon_{\phi} \cdot AC, \quad a_n = \omega^2 \cdot AC,$$

где AC — расстояние от оси качания фурмы до центра её тяжести C .

Тогда

$$F_{u_{\tau}} = \frac{G_{\phi}}{g} \cdot \varepsilon_{\phi} \cdot AC, \quad F_{u_n} = \frac{G_{\phi}}{g} \cdot \omega^2 \cdot AC.$$

Положение центра тяжести фурмы C в плоскости XOZ выражается через угол α :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z_c}{x_c}; \quad \sin \alpha = \frac{z_c}{AC}; \quad \cos \alpha = \frac{x_c}{AC}.$$

Силы инерции $F_{u_{\tau}}$ и F_{u_n} приложены в точке K , положение которой определяется по формуле:

$$KC = \frac{\rho_c^2}{AC},$$

где ρ_c — радиус инерции фурмы относительно оси, проходящей через её центр тяжести C параллельно оси поворота, шарнира A .

Переносим силы $F_{u_{\tau}}$ и F_{u_n} в точку C . Силу F_{u_n} переносим по линии действия, а силу $F_{u_{\tau}}$ — параллельно с добавлением пары сил, момент которой равен:

$$M_j = F_{u_{\tau}} \cdot KC = \frac{G_{\phi}}{g} \cdot \rho_c^2 \cdot \varepsilon_{\phi} = I_c \cdot \varepsilon_{\phi},$$

где $I_c = \frac{G_\phi}{g} \cdot \rho_c^2$ — момент инерции фурмы относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести С.

Момент M_j и сила F_{u_τ} всегда направлены в сторону, противоположную направлению поворота фурмы во время её качательного движения в вертикальной плоскости.

К фурме также приложены составляющие реакций X_A , Y_A , Z_A и Z_B в опорах А и В, момент сопротивления M_A , вызванный силой трения в шарнире А и действующий в направлении, противоположном направлению поворота фурмы в вертикальной плоскости.

Возникающие во время поворота фурмы вместе с несущей платформой вокруг оси ED со скоростью ω_{nl} при действии ускорений ε_{nl} касательная F_{u_τ} и нормальная $F_{u_{n1}}$ силы инерции фурмы:

$$F_{u_\tau} = \frac{G_\phi}{g} \cdot a_{\tau 1}, \quad F_{u_{n1}} = \frac{G_\phi}{g} \cdot a_{n1},$$

где $a_{\tau 1}$ и a_{n1} — соответственно касательная и нормальная составляющие ускорения центра тяжести фурмы в поворотном движении вместе с платформой.

Положение центра тяжести фурмы С в плоскостях, перпендикулярных плоскости XOZ, выражается через угол φ :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{y_c}{x_c}; \quad \sin \varphi = \frac{y_c}{r_c}; \quad \cos \varphi = \frac{x_c}{r_c}.$$

Силы инерции F_{u_τ} и $F_{u_{n1}}$ приложены в точке K_1 , положение которой определяется по формуле:

$$K_1 C = \frac{\rho^2}{BC},$$

где ρ — радиус инерции фурмы относительно оси, проходящей через центр тяжести фурмы С параллельно оси поворота ED.

Переносим силы F_{u_τ} и $F_{u_{n1}}$ в точку С. Силу $F_{u_{n1}}$ переносим по линии действия

вдоль оси фурмы, а силу F_{u_τ} — параллельно с добавлением пары сил, момент которой равен:

$$M_{j1} = F_{u_\tau} \cdot K_1 C = \frac{G_\phi}{g} \cdot \rho^2 \cdot \varepsilon_{nl} = I_c \cdot \varepsilon_{nl}.$$

Динамический момент M_{j1} также будет менять направление действия в зависимости от разгона или торможения несущей платформы.

Система уравнений, описывающих равновесие фурмы по законам статики, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{ix} &= X_A - F_{u_n} \cdot \cos \alpha_i - F_{u_{n1}} \cdot \cos \alpha_i \pm F_{u_\tau} \cdot \sin \alpha_i - G_\phi \sin \alpha_i - G_{mp} \cdot \sin \alpha_i = 0; \\ \sum F_{iz} &= Z_A + Z_B \pm F_{u_{n1}} \cdot \sin \alpha_i - G_\phi \cdot \cos \alpha_i \pm F_{u_\tau} \cdot \cos \alpha_i \pm F_{un} \cdot \sin \alpha_i - G_{mp} \cdot \cos \alpha_i = 0; \\ \sum M_y &= G_\phi \cdot AC \cdot \cos \alpha_i \pm F_{u_\tau} \cdot AC \pm \pm M_A + Z_B \cdot AB \cdot \cos \alpha_i + G_{mp} \cdot AC_3 \cdot \cos \alpha_i \pm M_j = 0; \\ \sum M_z &= \pm F_{u_\tau} \cdot AC \pm X_A \cdot h_1 = 0. \end{aligned} \right\} (I)$$

Момент сил трения в опоре А:

$$M_A = \mu \cdot r_A \sqrt{X_A^2 + Z_A^2},$$

где μ — коэффициент трения скольжения в опоре А; r_A — радиус цапфы опоры А.

В результате решения системы уравнений (I) для случаев подъёма и опускания фурмы находятся реакции опор X_A , Z_A и Z_B .

По найденным значениям Z_B определяют текущее значение момента сопротивления вращению эксцентрика. Принимая условие, что проскальзывание при взаимодействии роликов с эксцентриком отсутствует, можно записать:

$$M_{\varepsilon_i} = \left(\frac{\mu \cdot Z_B \cdot r_{up}}{r_p} \right) \cdot r_{\varepsilon_i},$$

где μ — коэффициент трения скольжения (в опорах цапф роликов); $r_{цр}$ — радиус цапф роликовых опор фурмы; r_p — наружный радиус ролика; $r_{э_i}$ — текущее значение радиуса эксцентрика в точке его контакта с роликами опоры В фурмы.

Мощность приводного двигателя эксцентрикового механизма следует рассчитывать по максимальному значению $M_{э}$, так как пуск механизма может осуществляться из любого его текущего положения [7], т. е.:

$$N_{дв} = \frac{M_{э_{max}} \cdot \omega_{э}}{\eta},$$

где $\omega_{э}$ — угловая скорость вращения эксцентрика; η — общий КПД механизма.

Для силового расчёта механизма поворота несущей платформы также рассмотрим условие её равновесия в период пуска приводного двигателя с учётом действия развиваемой им в шатуне силы $F_{ш}$, сил реакций и инерционных сил.

Возникающие во время поворота платформы с угловой скоростью $\omega_{нл}$ и угловым ускорением $\varepsilon_{нл}$ касательная $F_{u_{\tau 2}}$ и нормальная $F_{u_{n 2}}$ силы инерции, приложенные в центре масс кривошипно-шатунного механизма:

$$F_{u_{\tau 2}} = \frac{G_0}{g} \cdot a_{\tau 2}, \quad F_{u_{n 2}} = \frac{G_0}{g} \cdot a_{n 2},$$

где G_0 — суммарная сила тяжести эксцентрикового механизма; $a_{\tau 2}$ и $a_{n 2}$ — соответственно касательное и нормальное ускорения центра масс эксцентрикового механизма:

$$a_{\tau 2} = \varepsilon_{нл} \cdot O_1 C_1, \quad a_{n 2} = \omega_{нл}^2 \cdot O_1 C_1.$$

Суммарный динамический момент, действующий на платформу, имеющую форму диска, и её осевую опору в форме однородного цилиндра:

$$M_D = (I_{нл} + I_{ос}) \cdot \varepsilon_{нл},$$

где $I_{нл}$ и $I_{ос}$ — моменты инерции платформы и её опоры относительно вертикальной оси соответственно:

$$I_{нл} = \frac{G_{нл} \cdot R_{нл}^2}{2g}, \quad I_{ос} = \frac{G_{ос} \cdot R_{ос}^2}{2g},$$

где $R_{нл}$ и $R_{ос}$ — наружные радиусы платформы и её опорной оси соответственно.

Система уравнений, описывающих равновесие платформы по законам статики, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{i_x} &= X_E - X_D + F_{ш} \cdot \cos \gamma_i - \\ &- F_u \cdot \cos \psi_i - F_{u1} \cdot \cos \psi_{i1} + F_{u2} \cdot \\ &\cdot \cos \psi_{i2} - G_{нл} \cdot \cos \beta - G_{ф} \cdot \sin \beta = 0; \\ \sum F_{i_y} &= Y_D - Y_E + F_{ш} \cdot \sin \gamma_i - \\ &- F_{u1} \cdot \sin \psi_{i1} + F_{u2} \cdot \sin \psi_{i2} = 0; \\ \sum F_{i_z} &= Z_D - G_{нл} \cdot \cos \beta - \\ &- G_{ф} \cdot \cos \beta + F_u \cdot \sin \psi_i = 0; \\ \sum M_x &= G_{нл} \cdot \cos \beta \cdot x_{C_1} - Y_E \cdot \\ &\cdot z_E + Y_D \cdot z_D + F_{u1} \cdot \sin \psi_{i1} \cdot z_C - \\ &- F_{u2} \cdot \sin \psi_{i2} \cdot z_{C_1} = 0; \\ \sum M_y &= X_D \cdot z_D - X_E \cdot z_E + \\ &+ Z_D \cdot x_D + G_{нл} \cdot \cos \beta \cdot x_{C_1} - \\ &- G_{нл} \cdot \sin \beta \cdot z_C + F_{u2} \cdot \sin \psi_{i2} \cdot \\ &\cdot z_{C_1} - F_{u1} \cdot \cos \psi_{i1} \cdot z_C + F_u \cdot \sin \psi_i \cdot \\ &\cdot x_C - F_u \cdot \cos \psi_i \cdot z_C - M_u = 0; \\ \sum M_z &= Y_E \cdot x_E - Y_D \cdot x_D - G_{нл} \cdot \\ &\cdot \sin \beta \cdot y_{C_1} - F_{ш} \cdot \cos \gamma \cdot y_{C_5} + F_{u2} \cdot \\ &\cdot \sin \psi_{i2} \cdot x_{C_1} + F_{u2} \cdot \cos \psi_{i2} \cdot y_{C_1} + \\ &+ F_{u1} \cdot \sin \psi_{i1} \cdot x_C + M_{u_1} + M_{u_2} + \\ &+ M_{мпЕ} + M_{мпD} = 0. \end{aligned} \right\} \text{(II)}$$

где M_u — момент инерции фурмы от качательного движения; M_{u_1} — момент инерции фурмы; M_{u_2} — момент инерции платформы с приводом; F_u , F_{u1} , F_{u2} — резуль-

тирующие силы инерции; ψ_i , ψ_{i1} , ψ_{i2} — углы между результирующими силами инерции и их проекциями на ось X.

Моменты сил трения в опорах E и D:

$$M_{mpE} = f \cdot r_E \sqrt{X_E^2 + Y_E^2};$$

$$M_{mpD} = f \cdot r_D \sqrt{X_D^2 + Y_D^2} + \mu_1 \cdot r_{yD} \cdot Z_D,$$

где f — коэффициент трения скольжения в опорах E и D; μ_1 — коэффициент сопротивления в упорном подшипнике опоры D; r_E — радиус цапфы опоры E; r_D — радиус цапфы опоры D; r_{yD} — радиус упорного подшипника опоры D.

Решая систему уравнений (II) для нескольких фиксированных значений угла поворота платформы, находят соответствующее им значение силы $F_{ш}$, действующей в шатуне. По полученным значениям силы $F_{ш_i}$ определяют крутящий момент на тихоходном валу мотор-редуктора при заданной длине кривошипа $R_{кр}$:

$$M_{кр_i} = F_{ш_i} \cdot R_{кр} \cdot \cos \delta_i,$$

где δ_i — текущее значение угла поворота кривошипа.

Мощность приводного двигателя кривошипно-шатунного механизма поворота несущей платформы определяют по максимальному значению крутящего момента, т. к. пуск механизма может происходить из любого его текущего положения:

$$N_{\partial в} = \frac{M_{кр_{\max}} \cdot \omega_{кр}}{\eta},$$

где $\omega_{кр}$ — требуемая угловая скорость кривошипа.

С целью проверки справедливости результатов, полученных с использованием предлагаемой методики расчёта энергосиловых параметров усовершенствованной комбинированной системы качания наклонной продувочной фурмы, изготовили

её действующую модель (рис. 2) в масштабе 1:2 по отношению к промышленному образцу, предназначенному для применения на 10-тонном мини-конвертере с вращающимся корпусом.

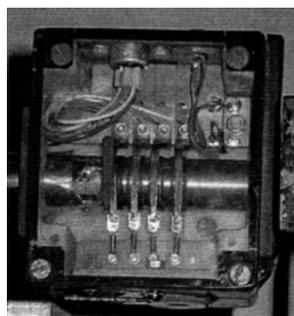


Рисунок 2 Действующая модель комбинированной системы качания наклонной продувочной фурмы кислородного конвертера с вращающимся корпусом

Затем с учётом геометрических и весовых параметров узлов, входящих в состав механизмов качания фурмы, а также принятых скоростных режимов их функционирования по разработанной методике рассчитали ожидаемые значения технологических нагрузок, преодолеваемых приводами, для последующего сопоставления с экспериментальными данными. В ходе тестовых испытаний контролировали крутящий момент, требуемый для вращения кулачка механизма качания фурмы в вертикальной плоскости, и силу, действующую на шатун механизма поворота несущей платформы. Контроль указанных параметров осуществляли с помощью тензорезисторных преобразователей, работающих в комплексе с усилителем переменного тока и 12-разрядным многоканальным аналого-цифровым преобразователем L-CARD, плата которого устанавливалась на шине ISA IBM-совместимой ПЭВМ. В первом случае тензометрический преобразователь являлся муфтой, соединяющей вал мотор-редуктора с валом кулачка, и конструктивно был выполнен в виде гильзы (рис. 3, а), установленной в подшипниках скольжения и помещённой в металлический короб с прозрачной передней стенкой. На поверхности гильзы наклеены

тензодатчики под углом 45° к её продольной оси, включённые в мостовую схему. Крутящий момент определяли путём измерения деформаций кручения гильзы. Для съёма электрического сигнала с измерительной диагонали моста сопротивлений и подключения к нему источника питания на гильзе установлены изолированные от её корпуса медные кольца, контактирующие своей наружной поверхностью с подпружиненными шинами. Для контроля значения силы, передаваемой шатуном, на его поверхность наклеены два рабочих тензодатчика, ориентированные вдоль направления действия нагрузки, и два компенсационных, расположенных перпендикулярно рабочим. Датчики соединены по полумостовой схеме, подключённой к разъёму (рис. 3, б).

Сопоставление результатов измерений крутящего момента на валу кулачка механизма качания фурмы в вертикальной плоскости с расчётными данными (рис. 4) показало, что расхождения между ними находятся в пределах 2–10 %, т. е. полученные зависимости в достаточной мере являются корректными.



а



б

Рисунок 3 Тензорезисторный преобразователь для контроля крутящего момента (а); шатун с датчиками, включёнными по полумостовой схеме (б)

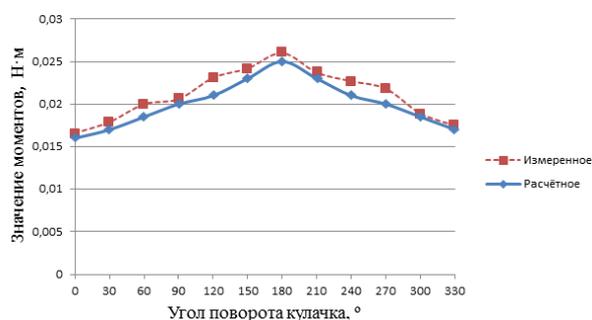


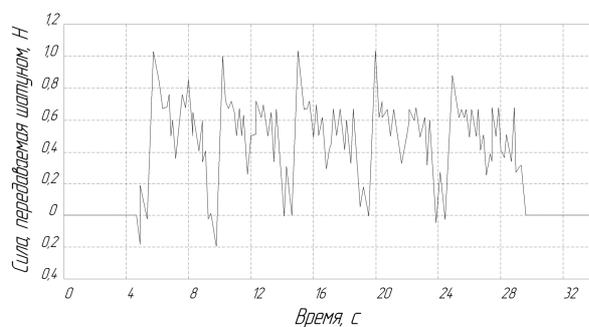
Рисунок 4 Полученные значения крутящих моментов на валу кулачка при его вращении

Вместе с тем анализ записей сигналов, зарегистрированных при контроле силы, преодолеваемой шатуном механизма поворота несущей платформы, позволил установить особенности, требующие детальной оценки. В частности, при выключенном кулачковом механизме качания фурмы в вертикальной плоскости на значение силы, преодолеваемой шатуном механизма поворота несущей платформы, существенно влияет частота вращения его кривошипа. В качестве примера, подтверждающего эту связь, на рисунке 5 приведены записи сигналов, зарегистрированных при различных скоростях вращения кривошипа. Увеличение силы сопротивления, действующей на шатун, в данном случае обусловлено ростом сил инерции, действующих на подвижные элементы механизма, что следует из системы уравнений (II).

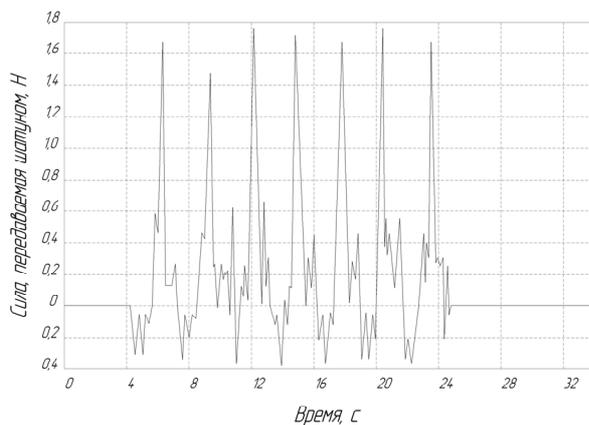
Включение в работу кулачкового механизма качания фурмы в вертикальной плоскости, установленного на несущей платформе, оказывает заметное влияние на силу сопротивления, действующую на шатун механизма её поворота. Причём это влияние растёт с увеличением частоты качания фурмы в горизонтальной плоскости, что иллюстрирует рисунок 6, на котором показаны распечатки записей сигнала, в ходе которых проводилось включение кулачкового механизма при различной частоте поворота несущей платформы. На рисунке 6,а приведена форма сигнала, зарегистрированного при частоте поворота несущей

щей платформы 12 об/мин и включении на 10-й секунде кулачкового механизма. На рисунке 6,б показана форма сигнала, зафиксированного при частоте поворота несущей платформы 24 об/мин и включении кулачкового механизма на 16-й секунде. Частота вращения кулачка в обоих случаях была одинаковой и составляла 10 об/мин.

Следует также отметить то обстоятельство, что форма и амплитуда сигнала, изменявшиеся после включения в работу кулачкового механизма, зависят от согласованности качательных движений фурмы, одновременно реализуемых в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

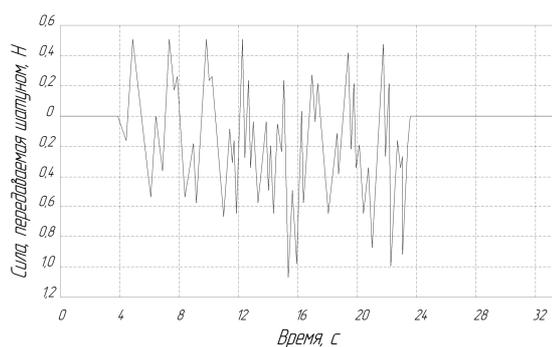


а

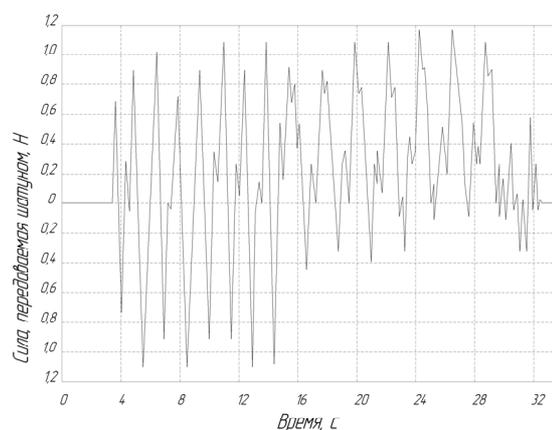


б

Рисунок 5 Сила сопротивления, действующая на шатун механизма поворота несущей платформы при частоте вращения кривошипа 12 об/мин (а), 24 об/мин (б) и отключённом кулачковом механизме качания фурмы в вертикальной плоскости



а



б

Рисунок 6 Силы сопротивления, действующие на шатун механизма поворота несущей платформы при одновременном качании фурмы в двух плоскостях

Выводы и направление дальнейших исследований. Предложенная методика позволяет с достаточной точностью выполнять инженерные расчёты энергосиловых параметров механизмов комбинированной системы качания наклонной фурмы, предназначенной для кислородного конвертера с вращающимся корпусом, обеспечивающего переработку некачественной шихты и металлосодержащих промышленных отходов.

Для облегчения вычислительных операций по определению значений технологических нагрузок, действующих на подвижные элементы модернизированной системы для случая одновременной работы обоих её механизмов, реализующих качательное движение фурмы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, целесо-

образно в дальнейшем подготовить специальную прикладную программу, которая бы позволяла учитывать взаимное влияние инерционных сил на конечный результат расчёта при рассогласованном функционировании подвижных элементов.

Библиографический список

1. Бойченко, Б. М. Конвертерное производство стали : теория, технология, качество стали, конструкции агрегатов, рециркуляция материалов и экология [Текст] / Б. М. Бойченко, В. Б. Охотский, П. С. Харлашин. — Днепропетровск : РВА «ДНЕПРО-ВАЛ», 2006. — 454 с.
2. Еронько, С. П. Перспективы использования и проблематика создания мини-агрегата для переработки некачественной шихты и металлосодержащих отходов [Текст] / С. П. Еронько, Н. А. Климович // Чёрная металлургия : бюл. ин-та «Черметинформация». — 2016. — № 5. — С. 26–31.
3. Еронько, С. П. Повышение интенсивности перемешивания расплава в ванне конвертера с вращающимся корпусом [Текст] / С. П. Еронько, Е. В. Ошовская, Б. И. Стародубцев // Чёрная металлургия : бюл. ин-та «Черметинформация». — 2017. — № 4. — С. 49–54.
4. Еронько, С. П. Модельные исследования системы отсечки шлака при выпуске стали из кислородного конвертера с вращающимся корпусом [Текст] / С. П. Еронько, Е. В. Ошовская, Б. И. Стародубцев / Чёрная металлургия : бюл. ин-та «Черметинформация». — 2017. — № 6. — С. 48–54.
5. Еронько, С. П. Совершенствование системы вдувания газопорошковых смесей в ванну конвертера с вращающимся корпусом [Текст] / С. П. Еронько, Е. В. Ошовская, Б. И. Стародубцев // Чёрная металлургия : бюл. ин-та «Черметинформация». — 2017. — № 7. — С. 75–81.
6. Никитин, Н. Н. Курс теоретической механики [Текст] / Н. Н. Никитин. — М. : Высшая школа, 1990. — 607 с.
7. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин [Текст] / Я. Т. Кіницький. — К. : Наукова думка, 2002. — 660 с.

© Еронько С. П.

© Ошовская Е. В.

© Стародубцев Б. И.

Рекомендована к печати д.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Харламовым Ю. А., д.т.н., проф. каф. МОЗЧМ ДонНТУ Сотниковым А. Л.

Статья поступила в редакцию 21.12.17.

д.т.н. Еронько С. П., к.т.н. Ошовська О. В., Стародубцев Б. І. (ДонНТУ, м. Донецьк, ДНР) РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ХИТАННЯ ПОХИЛОЇ ПРОДУВОЧНОЇ ФУРМИ У ПОРОЖНИНИ КОНВЕРТЕРА

Наведено методику розрахунку енергосилових параметрів приводів механізму хитання продувочної фурми кисневого конвертера для переробки неякісної шихти з високим вмістом шкідливих домішок. Коректність отриманих залежностей підтверджена результатами експерименту, який проведено з використанням методів тензометрії. Розрахункові та експериментальні дані будуть використані при розробці модернізованого кисневого міні-конвертера.

Ключові слова: похила фурма, що охолоджується водою, порошкоподібні реагенти, газопорошкова суміш, ексцентрикний механізм, кривошипно-шатунний механізм.

**Doctor of Tech. Sc. Eron'ko S. P., PhD Oshovskaya Ye. V., Starodubtsev B. I. (DonNTU, Donetsk, DPR)
CALCULATING THE PARAMETERS OF COMBINED SWAYING SYSTEM OF INCLINED
BLOWING TUYERE IN A CONVERTER CAVITY**

A technique for calculating energy-power parameters is given for the drives of the combined swinging system of blowing tuyere of oxygen converter to process the low-quality burden with a high content of detrimental impurities. The accuracy of the obtained dependencies is proved by the test results carried by using the tensometry methods. The computation and experimental data will be used for developing the upgraded oxygen mini-vessel.

Key words: *water-cooled inclined tuyere, powdery agents, gas-powdery mixture, eccentric mechanism, crank mechanism.*