

УДК 669.18:621.746

С.П. Еронько /д.т.н./, Е.В. Ошовская /к.т.н./, М.Ю. Ткачев
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

КОНСТРУКТИВНЫЕ И ЭНЕРГОСИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ МАНИПУЛЯТОРА ДЛЯ ЗАМЕНЫ ПОГРУЖНОГО СТАКАНА МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК

Рассмотрен расчетно-аналитический метод определения конструктивных и энергосиловых параметров импортозамещающей конструкции манипулятора для замены погружного стакана без прерывания разливки на слябовой машине непрерывного литья заготовок, позволяющий минимизировать временные затраты на этапе конструирования машины.

Ключевые слова: машина непрерывного литья заготовок, погружной стакан, манипулятор, принцип Даламбера, планетарная передача, метод Виллиса, коэффициент полезного действия.

Постановка проблемы

Промежуточные ковши современных высокопроизводительных слябовых машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ), как правило, оборудованы системами замены погружных огнеупорных стаканов, экранирующих истекающую в кристаллизатор струю жидкой стали от вторичного окисления. При реализации программ импортозамещения систем замены погружных стаканов МНЛЗ, которые преимущественно являются нестандартным оборудованием, особо актуальным становится вопрос методологического обеспечения проектно-изыскательных работ, направленных на расчет конструктивных и энергосиловых их параметров.

Анализ последних исследований и публикаций

До последнего времени на отечественном рынке устройства быстрой смены (УБС), ликвидирующих последствия износа погружных огнеупорных стаканов [1-4], были представлены такими фирмами-производителями, как Interstop Corp., Vesuvius Group, Danieli & C. Officine Meccaniche S.p.A., Voest-Alpine, Stopping AG, Siemens VAI, Puyang Refractories Group, Metacon AG, Flocon INC [5-8], Вулкан-ТМ (Россия). Выполненный литературный обзор показал, что в иностранной технической литературе последних лет практически отсутствуют работы, в которых изложена в доступной форме методология расчета конструктивных и энергосиловых параметров современных образцов УБС. Поэтому развитие основ конструирования вновь разрабатываемых отечественных УБС остается актуальной научно-технической задачей, поскольку рассматриваемый тип оборудования является нестандартным.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является разработка методики расчета и обоснования конструктивных и энергосиловых параметров импортозамещающей отечественной конструкции манипулятора для замены погружных стаканов на слябовой МНЛЗ, при функционировании которого исключался бы тяжелый физический труд обслуживающего персонала, сокращалось время проводимой технологической операции, минимизировались энергетические затраты на ее выполнение, рационально использовалось свободное место на рабочей площадке около промежуточного ковша, повышался выход годного.

Основной материал исследования

Для достижения поставленной цели с учетом имеющегося опыта [9-11] была предложена новая конструкция стационарного манипулятора для замены погружного стакана на слябовой МНЛЗ (рис. 1), включающая механизм подачи 2 резервного погружного стакана 8 к разливочному устройству 3 промежуточного ковша 4, работающий от электромеханического привода 12; переталкивающее устройство 9 с приводом 10, осуществляющее быструю смену без прерывания разливки; механизм уборки 7 изношенного стакана 5 из полости кристаллизатора 6, приводимый в действие приводом 11; а также механизм 1 настройки ориентации базы манипулятора в системе координат и автоматического регулирования ее высоты относительно текущего положения промежуточного ковша 4, которое может изменяться в пределах ± 50 мм для снижения интенсивности эрозии в зоне шлакового пояса стакана [12].

С целью проектирования опытно-промышленного образца нестандартного манипулятора

предварительно была разработана методика расчета энергосиловых параметров приводов механизмов, входящих в его состав. Механизм подачи резервного погружного стакана изображен на рис. 2.

Механизм подачи резервного погружного стакана состоит из базы, на которой смонтирована поворотная колонна 4, установленная в нижней *B* и верхней *A* неподвижных подшипниковых опорах и снабженная горизонтальной пустотелой консолью 8, жестко связанной с платформой 12. На этой платформе размещено переталкивающее устройство и на цапфах 2 и 3 закреплена скоба 1, предназначенная для захвата сменного погружного стакана (на рис. не показан). Скоба 1 имеет возможность поворота в вертикальной плоскости относительно пустотелой консоли с помощью механизма, включающего трансмиссионный вал 9, установленный внутри консоли в подшипниковых опорах и удерживающий на конце, обращенном к поворотной колонне 4, рычаг 7, снабженный роликом 6, размещенным в профилированном направляющем пазу 5, выполненном на наружной цилиндрической поверхности корпуса верхней неподвижной подшипниковой опоры *A* поворотной колонны. Другой конец трансмиссионного вала 9 жестко связан с цапфой 2 несущей скобы 1. Нижняя часть поворотной колонны 4 снабжена зубчатым венцом, посредством зубчатых передач связанным с комбинированным электромеханическим приводом, закрепленным на базе манипулятора. Для подачи резервного погружного стакана необходимо включить привод механизма, который через зубчатые передачи и венец осуществляет поворот колонны 4 в нижней *B* и верхней *A* неподвижных подшипниковых опорах. Вместе с колонной осуществляет поворот горизонтально пустотелая консоль 8 и установленный внутри неё в подшипниковых опорах трансмиссионный вал 9 с прикрепленным рычагом 7. Ролик 6, перекатываясь по одной из поверхностей профилированного направляющего паза 5, выполненного на наружной цилиндрической поверхности верхней неподвижной опоры *A*, воздействует на конец рычага 7, поворачивающего трансмиссионный вал в опорах относительно горизонтальной консоли 8. Вращение вала 9 через цапфу 2 передается скобе 1, которая осуществляет поворот относительно платформы 12 резервного погружного стакана до полного его перевода в вертикальное положение. Этот перевод завершится при подходе стакана к торцу разливочного устройства и расположении его соосно с направляющими. Благодаря такой конструкции механизма подачи, одним приводом обеспечивается

одновременное вращение колонны с консолью в горизонтальной и сменного стакана в вертикальной плоскостях.

При выполнении силового расчета рычажных механизмов манипулятора использовался принцип Даламбера, согласно с которым подвижная система тел находится в каждый момент времени в равновесии под действием внешних сил, включая и силы инерции. Расчет параметров привода механизма подачи резервного стакана следует проводить при его обратном ходе (наиболее тяжелые условия работы), когда в схвате механизма уборки расположен изношенный огнеупор. Для этого рычажный механизм разделяется на две структурные группы (рис. 2) и расчет начинается с последней из них. В ее состав (рис. 2а) входят установленная на цапфах 2 и 3 в подшипниковых опорах *D* и *E* скоба 1, предназначенная для размещения в ней сменного погружного стакана.

В период пуска привода механизма загрузки на звенья рассматриваемой структурной группы действуют силы тяжести скобы G_1 ; сопротивление трения в подшипниковых опорах *D* и *E*, вызванное силами реакций; силы инерции; момент, приложенный к цапфе скобы, необходимый для преодоления указанных сил.

Система координат выбирается, ориентируя направление оси u_1 вдоль оси симметрии консо-

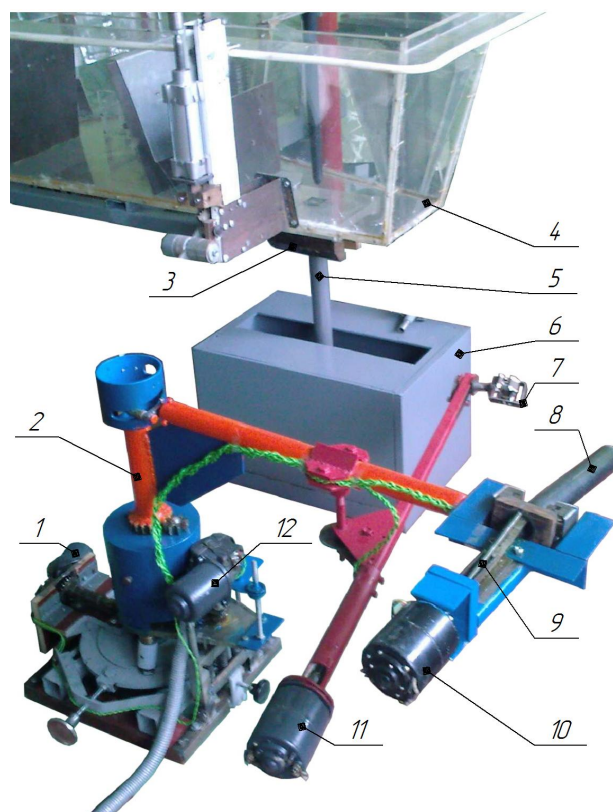


Рис. 1. Физическая модель системы быстрой смены погружных стаканов

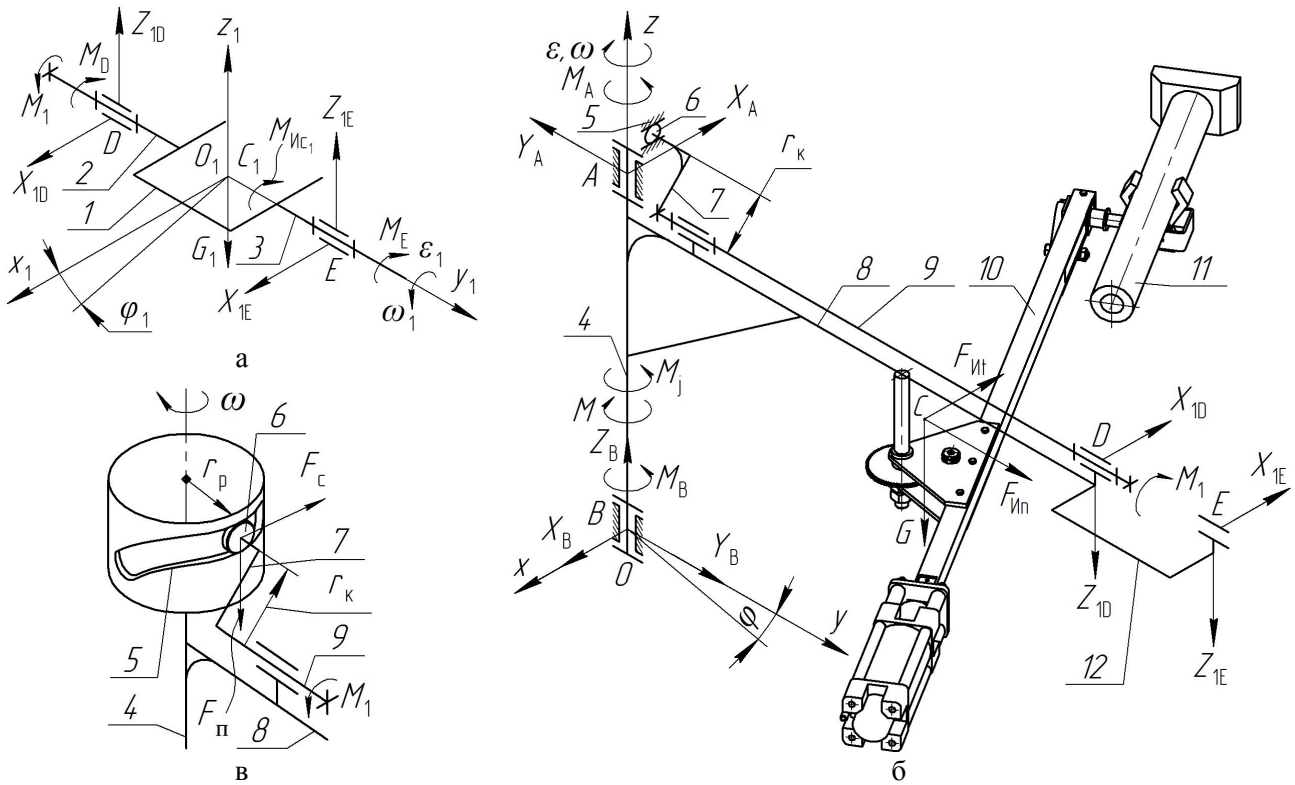


Рис. 2. Расчетная схема привода механизма подачи погружного стакана:
a и *б* – силы, действующие на элементы первой и второй структурной группы механизма;
в – силы, действующие на ролик механизма

ли. От оси x_1 будет вестись отсчет угла поворота скобы φ_1 . Допускаем, что координаты центра тяжести системы C_1 ($x_{1C1}, y_{1C1}, z_{1C1}$), в котором приложена сила G_1 , совпадают с началом координат x_1, y_1, z_1 . Момент инерции скобы, возникающий при ее повороте вокруг оси y_1 с угловым ускорением ε_1 и угловой скоростью ω_1 равен $M_{HC1} = I_{C1} \cdot \varepsilon_1$, где $I_{C1} = G_1 / g \cdot \rho_{C1}^2$ – момент инерции поворотной структурной группы относительно горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести; ρ_{C1}^2 – радиус инерции поворотной группы относительно оси, проходящей через центр тяжести C_1 параллельно оси вращения.

Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения скобы y_1 . Приложенные к системе силы и моменты: M_1 – момент, действующий на цапфу скобы; M_{HC1} – момент инерции скобы; M_E и M_D – моменты от силы трения в опорах E и D ; $X_{1D}, X_{1E}, Z_{1D}, Z_{1E}$ – составляющие реакций в опорах E и D .

Моменты трения в опорах поворотной скобы:

$$M_D = \mu_1 R_1 \sqrt{X_{1D}^2 + Z_{1D}^2},$$

$$M_E = \mu_1 R_1 \sqrt{X_{1E}^2 + Z_{1E}^2},$$

Составим уравнения равновесия по законам

статики:

$$\begin{cases} \sum F_{ix1} = X_{1D} + X_{1E} = 0; \\ \sum F_{iz1} = Z_{1D} + Z_{1E} - G_1 = 0; \\ \sum M_{ix1} = Z_{1E} y_{1E} - Z_{1D} y_{1D} = 0; \\ \sum M_{iy1} = M_1 - M_E - M_D - M_{HC1} = 0; \\ \sum M_{iz1} = X_{1D} y_{1D} - X_{1E} y_{1E} = 0. \end{cases}$$

где y_{1D}, y_{1E} – плечи сил; R_1 – радиус опор E и D ; μ_1 – коэффициент трения в опорах E и D .

В результате решения системы уравнений определяются реакции опор E, D и момент M_1 , приложенный к цапфе скобы для преодоления статических и динамических нагрузок при ее повороте. Полученные значения M_1 и реакций опор E и D используются при силовом расчете второй группы, включающей поворотную колонну 4 и консоль 8. Момент M_1 прикладывается к трансмиссионному валу 9 с измененным направлением на противоположное, а реакции опор E и D – к платформе консоли 12, изменив их направление (рис. 2б). Наряду с этим, на элементы системы действуют силы тяжести колонны $G_{кол}$, консоли $G_{кон}$, механизма уборки 10 $G_{му}$ и отработанного погружного стакана 11 $G_{см}$; моменты M_A и M_B от сил трения в подшипниковых опорах A и B поворотной колонны, вызванные

силами реакций X_A, Y_A, X_B, Y_B, Z_B в этих опорах; силы инерции; момент M на зубчатом колесе колонны, необходимый для преодоления суммарного момента сопротивления повороту колонны.

Выбирается система координат и определяются координаты центра ее тяжести $C(x_c, y_c, z_c)$, в котором приложена суммарная сила:

$$G = G_{кол} + G_{кон} + G_{му} + G_{ст}.$$

Рассчитываются силы инерции, возникающие при повороте колонны с консолью вокруг оси Z с угловым ускорением ε и угловой скоростью ω . При вращательном движении касательная F_{It} и нормальная F_{In} силы инерции равны:

$$F_{It} = \frac{G}{g} a_t, a_t = \varepsilon r_c, F_{In} = \frac{G}{g} \varepsilon r_c;$$

$$F_{In} = \frac{G}{g} a_n, a_n = \omega^2 r_c, F_{In} = \frac{G}{g} \omega^2 r_c,$$

$$r_c = \sqrt{x_c^2 + y_c^2},$$

где r_c – расстояние от оси вращения до центра тяжести системы C .

Момент добавляемой пары сил при переносе силы инерции F_{It} в точку C равен:

$$M_j = I_C \cdot \varepsilon,$$

где $I_C = G/g \cdot \rho_c^2$ – момент инерции поворотной системы относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести C ; ρ_c^2 – радиус инерции системы относительно оси, проходящей через центр тяжести C параллельно оси вращения.

Момент M_j направлен в сторону, противоположную направлению вращения элементов выделенной системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения колонны Z . Кроме того, к системе приложены: M – момент на зубчатом колесе колонны; M_A и M_B – моменты от сил трения в опорах A и B ; составляющие реакций в этих опорах X_A, Y_A, X_B, Y_B, Z_B ; составляющие реакций в опорах D, E и момент M_1 , действующие со стороны элементов первой структурной группы.

Предварительно приведен к оси поворотной колонны момент M_1 , приложенный к трансмиссионному валу. В соответствии со схемой нагружения ролика (рис. 2в) на него действует сила F_n , прижимающая его к направляющей поверхности паза, и сила сопротивления его перемещению F_c , определяемые соответственно по

следующим формулам:

$$F_n = \frac{M_1}{r_k} \text{ и } F_c = \frac{F_n (\mu d_u + 2k)}{D_p},$$

где r_k – длина рычага, несущего ролик; μ – коэффициент трения скольжения в опоре ролика; d_u – диаметр цапфы ролика; k – коэффициент трения качения; D_p – диаметр ролика.

Момент сопротивления повороту колонны, вызванный действием силы F_c :

$$M_c = F_c r_p,$$

где r_p – расстояние от оси поворотной колонны до направляющей поверхности паза, по которой перекатывается ролик.

Моменты трения в опорах вертикального вала:

$$M_A = \mu_1 R \sqrt{X_A^2 + Y_A^2};$$

$$M_B = \mu_1 R \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} + Z_B \mu_2 \frac{d_u}{2},$$

где R – радиус опор A и B ; μ_1 – коэффициент трения в опорах A и B ; d_u – диаметр подпятника в опоре B ; μ_2 – коэффициент трения в подпятнике опоры B .

Далее составляется уравнение равновесия по законам статики:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum F_{ix} &= X_B - X_A - F_{It} \cos \varphi + F_{In} \sin \varphi - X_{1D} \times \\ &\quad \times \cos \varphi - X_{1E} \cos \varphi = 0; \\ \sum F_{iy} &= Y_B - Y_A + F_{It} \sin \varphi + F_{In} \cos \varphi + X_{1D} \times \\ &\quad \times \sin \varphi + X_{1E} \sin \varphi = 0; \\ \sum F_{iz} &= Z_B - G - Z_{1D} - Z_{1E} = 0; \\ \sum M_{ix} &= Y_A z_A - Z_{1D} y_D - Z_{1E} y_E - F_{It} \sin \varphi z_c - \\ &\quad - F_{In} \cos \varphi z_c - G r_c \cos \varphi - X_{1D} \times \\ &\quad \times \sin \varphi z_D - X_{1E} \sin \varphi z_E = 0; \\ \sum M_{iy} &= -X_A z_A + G r_c \sin \varphi - F_{It} \cos \varphi z_c + F_{In} \times \\ &\quad \times \sin \varphi z_c + Z_{1D} x_D + Z_{1E} x_E - X_{1D} \times \\ &\quad \times \cos \varphi z_D - X_{1E} \cos \varphi z_E = 0; \\ \sum M_{iz} &= M_j - M + M_B + M_A + F_{It} \cos \varphi y_c - \\ &\quad - F_{In} \sin \varphi y_c + X_{1E} \cos \varphi y_E + X_{1E} \times \\ &\quad \times \sin \varphi x_E + X_{1D} \cos \varphi y_D + X_{1D} \times \\ &\quad \times \sin \varphi x_D + F_c r_p = 0, \end{aligned} \right.$$

где $x_D, x_E, y_D, y_E, y_c, z_A, z_c, z_D, z_E$ – плечи сил.

Решая систему уравнений, определяются ре-

акции опор A и B , а также момент M , приложенный к приводному колесу для преодоления статических и динамических нагрузок при повороте колонны с консолью и одновременном относительном развороте скобы.

Мощность электродвигателя, используемого в приводе манипулятора, определяется из выражения:

$$N_{об} = \frac{M \omega_{\kappa}}{\eta_{пр}}$$

где ω_{κ} – требуемая угловая скорость поворота колонны; $\eta_{пр}$ – коэффициент полезного действия привода манипулятора.

Суммарное передаточное число понижающих передач привода механизма загрузки манипулятора:

$$u_c = \frac{\omega_{об}}{\omega_{\kappa}}$$

где $\omega_{об}$ – угловая скорость выбранного по каталогу электродвигателя.

Механизм уборки (рис. 3) отработанного погружного стакана 6 включает пустотелую балку 10, неподвижно связанную с водилом h . Вся конструкция механизма уборки имеет возможность поворота в горизонтальной плоскости относительно вертикальной оси 9, верхний конец которой неподвижно закреплен на пустотелой горизонтальной консоли манипулятора 8. Между щеками водила на оси жестко насажено солнеч-

ное зубчатое колесо a , входящее в зацепление с шестерней b двухвенцового сателлита $s-b$, для которого щеки являются опорами. Венец s сателлита $s-b$ находится в зацеплении с зубчатой рейкой b_1 , которая имеет возможность относительного продольного перемещения внутри пустотелой балки 10. Один конец зубчатой рейки b_1 связан со штоком силового цилиндра 7, соосно прикрепленного к торцу балки. Другой конец зубчатой рейки b_1 жестко соединен с корпусом подшипниковой опоры H горизонтального вала 4. При этом на одном хвостовике вала закреплен корпус схвата 5, а на другом – поворотный рычаг 1, снабженный роликом 3. Ролик размещен в направляющем пазу 2, который выполнен в пластине, находящейся в вертикальной плоскости и жестко связанной с пустотелой балкой 10. После операции быстрой смены убирают отработанный погружной стакан. Для этого включают силовой гидроцилиндр 7 на втягивание штока, который перемещает зубчатую рейку b_1 вместе с корпусом подшипниковой опоры H внутри пустотелой балки 10. Рейка приводит во вращение двухвенцовый сателлит $s-b$, который, обкатываясь по солнечному зубчатому колесу a , заставляет поворачиваться по часовой стрелке щеки водила, а также балку 10 относительно вертикальной оси 9. Наряду с этим ролик 3, перемещаясь по направляющему пазу 2 в пластине, воздействует на рычаг 1 и поворачивает его вместе с горизонтальным валом 4 и пружинным схватом 5. При достижении схватом горизонтального положения, он зажмет отработанный погружной стакан 6. После этого гидроцилиндр 7 включают на вы-

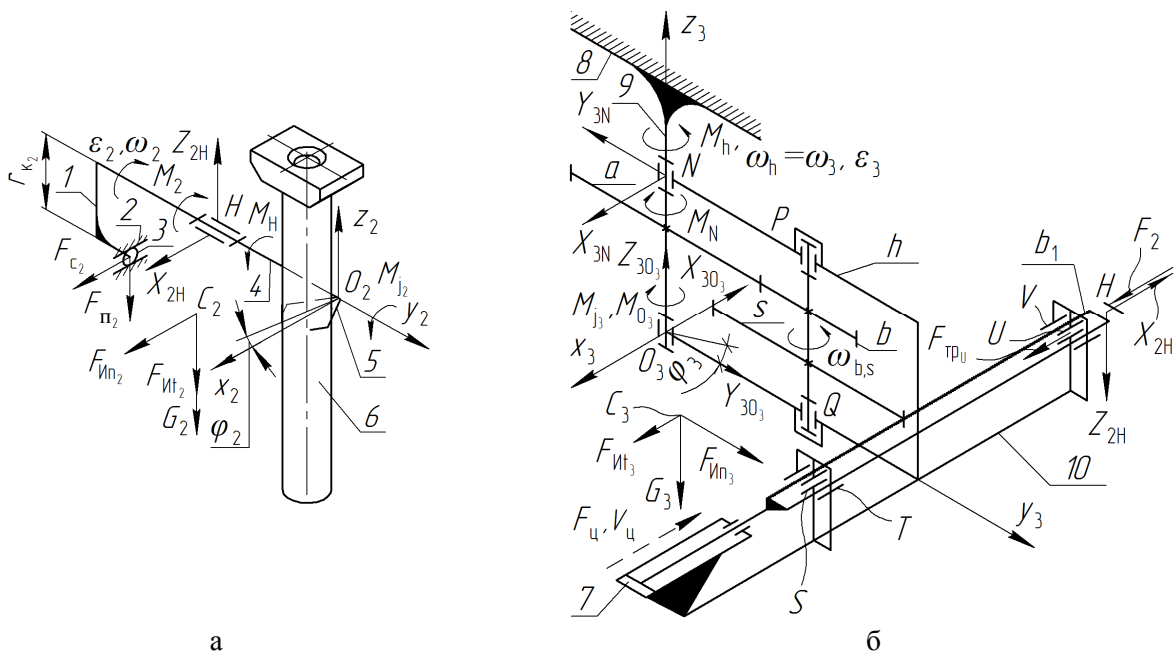


Рис. 3. Расчетная схема привода механизма уборки отработанного погружного стакана: a и $б$ – силы, действующие на элементы первой и второй структурной группы устройства

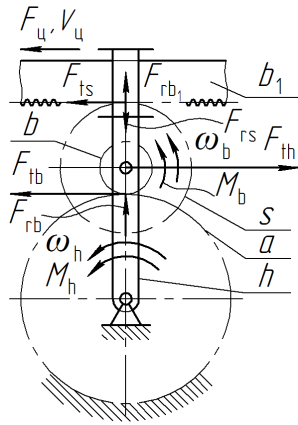


Рис. 4. Расчетная схема планетарной передачи механизма уборки отработанного стакана

талкивание штока. Происходит реверс механизма, благодаря которому стакан 6 выводится по сложной траектории из полости кристаллизатора и в конечной позиции механизма уборки занимает горизонтальное положение. Благодаря такой компоновке при помощи одного привода обеспечиваются одновременные поворот механизма уборки в горизонтальной плоскости, а также вращение отработанного погружного стакана в вертикальной и его линейное перемещение в горизонтальной плоскостях.

Перед расчетом силовых параметров механизма уборки отработанного стакана определяются его кинематические характеристики. Механизм приводится в движение силовым гидроцилиндром, шток которого воздействует со скоростью V_u на зубчатую рейку b_1 , поворачивающую двухвенцовый сателлит $s-b$, совершающий плоскопараллельное движение относительно неподвижного в локальной системе координат солнечного колеса a .

Предварительно определяется коэффициент полезного действия планетарной передачи механизма уборки отработанного стакана (рис. 4), следуя рекомендациям [13,14], учитывая при этом потери на трение в опорных подшипниках колес η_1 и зацеплениях зубьев солнечного колеса и сателлита η_2 , а также сателлита и зубчатой рейки η_3 . Тогда общий коэффициент полезного действия передачи при условии одинаковых опор определяется из выражения $\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$, где $\eta_2 \approx 1 - \pi/2 \cdot f_{зац} \cdot \epsilon_\alpha \cdot (1/z_a + 1/z_b)$, $\eta_3 \approx 1 - \pi/2 \cdot f_{зац} \cdot \epsilon_\alpha \cdot (1/z_s + 1/z_{b1})$, где $f_{зац} = 0,06$ – коэффициент трения скольжения поверхности рабочих зубьев; ϵ_α – коэффициент перекрытия зацепления; z_a и z_b – число зубьев солнечного колеса a и венца b сателлита, соответственно, $z_{b1} = z_s$ – число зубьев рейки b_1 , принимаемое равным количеству зубьев венца s сателлита при рассмотрении реечной передачи в качестве цилиндрической прямозубой с внешним зацеплением и передаточным числом равным

единице ($u_{b1s} = 1$).

Для определения угловых скоростей двухвенцового сателлита $\omega_b = \omega_s$ и водила ω_h , передаточных отношений между структурными компонентами планетарной передачи, а также нахождения взаимосвязи между ω_h и V_u используется метод Виллиса [15]. После проведенных преобразований получается выражение для определения передаточного отношения реального механизма с неподвижным солнечным колесом ($\omega_a = 0$): $u_{bh}^a = 1 - u_{b1a}^h = 1 - z_a/z_b = 1 - d_a/d_b$. С учетом $\omega_b d_b = \omega_h d_a$ и $\omega_b = \omega_{b1} = 2V_u/d_s$, получаем зависимость скорости штока гидроцилиндра от угловой скорости поворота механизма уборки $V_u = f(\omega_h)$ и угла его поворота в градусах от хода штока $\varphi_h = f(S_u)$:

$$V_u = \frac{d_a d_s \omega_h}{2 d_b}; \quad \varphi_h^\circ = \frac{360 d_b S_u}{\pi d_a d_s},$$

где d_a, d_s, d_b – делительные диаметры солнечного колеса a , венцов s и b сателлита соответственно. Зависимости справедливы при одинаковом модуле зубчатых колес a, b, s, b_1 .

Затем определяются в первом приближении (без учета коэффициента полезного действия) крутящие моменты на двухвенцовом сателлите M_s и водиле M_h , окружные F_{ts}, F_{tb} и радиальные F_{rs}, F_{rb}, F_{rb1} силы в зубчатых зацеплениях, а также из условия равновесия двухвенцового сателлита – сила, действующая на водило (подшипники сателлита) F_{th} с учетом силы, передаваемой на рейку штоком гидроцилиндра F_u :

$$M_s = M_b = F_u \frac{d_s}{2}, \quad F_{ts} = \frac{F_u \frac{d_s}{2}}{\frac{d_s}{2}} = F_u,$$

$$F_{tb} = \frac{2M_s}{d_b} = \frac{F_u d_s}{d_b},$$

$$F_{th} = F_{ts} + F_{tb} = \frac{F_u (d_b + d_s)}{d_b},$$

$$M_h = F_{th} \left(\frac{d_a}{2} + \frac{d_b}{2} \right) = \frac{F_u (d_b + d_s) (d_a + d_b)}{2 d_b}.$$

Расчет энергосиловых параметров механизма уборки выполняется по методике, аналогичной с расчетом механизма подачи. Механизм рассматривается в момент эвакуации изношенного стакана из полости кристаллизатора после завершения операции быстрой смены. Механизм уборки разделяется на две структурные группы (рис. 3). В состав последней группы (рис. 3а) входит установленное в подшипниковой опоре H захват-

ное устройство 5, несущее отработанный погрузочный стакан 6. В период пуска привода механизма уборки на звенья рассматриваемой структурной группы действуют силы тяжести захватного устройства $G_{з\gamma}$ и изношенного стакана $G_{см2}$; сопротивление трения в подшипниковой опоре H , вызванное силой реакции; силы инерции; момент сопротивления повороту вала 4, вызванный действием силы сопротивления перемещению ролика 3 по направляющей поверхности профилированного паза 2 F_{c2} , которая, в свою очередь, обусловлена силой его прижатия к этой поверхности F_{n2} , а также момент M_2 , приложенный к валу захватного устройства и необходимый для преодоления суммарного момента сопротивления его поворота. Силой, вызванной лобовым сопротивлением погруженной в жидкую сталь частью изношенного стакана в момент его эвакуации, а также действующей на него силой Архимеда можно пренебречь.

Далее выбирается система координат, ориентируя направление оси y_2 вдоль оси вала захватного устройства. От оси x_2 будет вестись отсчет угла поворота скобы φ_2 . Определяются координаты центра ее тяжести C_2 (x_{c2}, y_{c2}, z_{c2}), в котором приложена суммарная сила $G_2 = G_{з\gamma} + G_{см2}$. Рассчитываются силы инерции, возникающие при повороте захватного устройства с изношенным стаканом вокруг оси y_2 с угловым ускорением ε_2 и угловой скоростью ω_2 . При вращательном движении касательная $F_{Ит2}$ и нормальная $F_{Ин2}$ силы инерции равны:

$$F_{Ит2} = \frac{G_2}{g} a_{t2}, \quad a_{t2} = \varepsilon_2 r_{c2}, \quad F_{Ин2} = \frac{G_2}{g} \varepsilon_2 r_{c2};$$

$$F_{Ин2} = \frac{G_2}{g} a_{n2}, \quad a_{n2} = \omega_2^2 r_{c2}, \quad F_{Ит2} = \frac{G_2}{g} \omega_2^2 r_{c2},$$

$$r_{c2} = \sqrt{x_{c2}^2 + y_{c2}^2}.$$

где r_{c2} – расстояние от оси вращения до центра тяжести системы C_2 .

Момент добавляемой пары сил при переносе силы инерции $F_{Ит2}$ в точку C_2 равен:

$$M_{j2} = I_{C2} \cdot \varepsilon_2,$$

где $I_{C2} = G_2/g \cdot \rho_{c2}^2$ – момент инерции поворотной системы относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести C_2 ; ρ_{c2}^2 – радиус инерции системы относительно оси, проходящей через центр тяжести C_2 параллельно оси вращения.

Момент M_{j2} направлен в сторону, противоположную направлению вращения элементов вы-

деленной системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в плоскости, перпендикулярной оси вращения вала захватного устройства y_2 . Момент сопротивления движению захватного устройства (на рис. 3 условно не обозначен), вызванный действием сил F_{c2} и F_{n2} :

$$M_{c2} = \sqrt{F_{n2}^2 + F_{c2}^2} r_{\kappa2},$$

$$F_{c2} = \frac{F_{n2}(\mu_2 d_{y2} + 2k_2)}{D_{p2}}, \quad F_{n2} = \frac{M_2}{r_{\kappa2}},$$

где $r_{\kappa2}$ – длина рычага 1, несущего ролик 3; μ_2 – коэффициент трения скольжения в опоре ролика; d_{y2} – диаметр цапфы ролика; k_2 – коэффициент трения качения; D_{p2} – диаметр ролика.

Моменты от силы трения в опоре вала H захватного устройства:

$$M_H = \mu_H R_H \sqrt{X_{2H}^2 + Z_{2H}^2},$$

где R_H – радиус опоры H ; μ_H – коэффициент трения в опоре H ; X_{2H} и Z_{2H} – составляющие реакции в опоре H .

Составляется уравнение равновесия по законам статики:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{ix2} = X_{2H} + F_{Ит2} \cos \varphi_2 + F_{Ин2} \sin \varphi_2 + G_2 \times \\ \quad \times \sin \varphi_2 = 0; \\ \sum F_{iz2} = Z_{2H} - F_{Ит2} \cos \varphi_2 + F_{Ин2} \sin \varphi_2 - G_2 \times \\ \quad \times \cos \varphi_2 = 0; \\ \sum M_{ix2} = -Z_{2H} y_{2H} + F_{Ит2} \cos \varphi_2 y_{2C2} + G_2 \cos \varphi_2 \times \\ \quad \times y_{2C2} - F_{Ин2} \sin \varphi_2 y_{2C2} = 0; \\ \sum M_{iy2} = M_{c2} + M_{j2} + M_H - M_2 + G_2 \cos \varphi_2 r_{c2} + \\ \quad + F_{Ит2} \cos \varphi_2 r_{c2} - F_{Ин2} \sin \varphi_2 r_{c2} = 0; \\ \sum M_{iz2} = X_{2H} y_{2H} + F_{Ит2} \cos \varphi_2 y_{2C2} + F_{Ин2} \times \\ \quad \times \sin \varphi_2 y_{2C2} + G_2 \sin \varphi_2 = 0, \end{array} \right.$$

где y_{2H}, y_{2C2} – плечи сил.

В результате решения системы уравнений можно найти реакцию опоры H и момент M_2 , приложенный к валу захватного устройства, преодолевающий статические и динамические нагрузки при повороте расчетной группы с изношенным стаканом.

При силовом расчете второй группы (рис. 3б), включающей собственно механизм уборки отработанного стакана и его планетарную передачу, к зубчатой рейке прикладывается сила $F_2 = M_2/R_H$, составляющие реакции опоры H переносятся в соответствующую точку с изменением

их направления на противоположное. Усилие F_u , развиваемое гидроприводом (показано штриховой линией), рассматривается в виде вызываемого им крутящего момента на водиле M_h с учетом выше найденного значения коэффициента полезного действия планетарной передачи, которое, в свою очередь, учитывает трение в подшипниковых опорах P и Q , а также потери мощности на трение в зубчатых зацеплениях:

$$F_u = \frac{2 M_h d_b}{\eta (d_b + d_s)(d_b + d_a)}$$

Наряду с этим, на элементы системы действуют силы тяжести механизма уборки отработанного стакана G_{my} и планетарной передачи $G_{пл.пер}$; моменты M_N и M_{O_3} от сил трения в подшипниковых опорах N и O_3 щек водила, вызванные силами реакций $X_N, Y_N, X_{O_3}, Y_{O_3}, Z_{O_3}$ в этих опорах; сила трения F_{mpU} в прямолинейной направляющей опоре U ; силы инерции. Причем считаем, что $F_{mpU} = \mu_c \cdot Z_{2H}$, где μ_c – коэффициент трения скольжения стальной зубчатой рейки по направляющим опоры U . Трением в прямолинейных направляющих зубчатой рейки S, V, T пренебрегаем.

Далее выбирается система координат и определяются координаты центра ее тяжести $C_3 (x_{3C_3}, y_{3C_3}, z_{3C_3})$, в котором приложена суммарная сила $G = G_{my} + G_{пл.пер}$. Рассчитываем силы инерции, возникающие при повороте механизма уборки вокруг оси Z_3 с угловым ускорением ε_3 и угловой скоростью ω_3 . При вращательном движении касательная F_{It3} и нормальная F_{In3} силы инерции равны:

$$F_{It3} = \frac{G_3}{g} a_{t3}, \quad a_{t3} = \varepsilon_3 r_{c3}, \quad F_{In3} = \frac{G_3}{g} \varepsilon_3 r_{c3},$$

$$F_{In3} = \frac{G_3}{g} a_{n3}, \quad a_{n3} = \omega_3^2 r_{c3}, \quad F_{In3} = \frac{G_3}{g} \omega_3^2 r_{c3},$$

$$r_{c3} = \sqrt{x_{c3}^2 + y_{c3}^2}.$$

где r_{c3} – расстояние от оси вращения до центра тяжести системы C_3 ,

Момент добавляемой пары сил при переносе силы инерции F_{In3} в точку C_3 равен:

$$M_{j3} = I_{C3} \cdot \varepsilon_3,$$

где $I_{C3} = G_3/g \cdot \rho_{C3}^2$ – момент инерции поворотной системы относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести C_3 ; ρ_{C3}^2 – радиус инерции системы относительно оси, проходящей через центр тяжести C_3 параллельно оси враще-

ния.

Момент M_{j3} направлен в сторону, противоположную направлению вращения элементов выделенной системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения механизма уборки Z_3 .

Моменты трения в подшипниковых опорах щек водила:

$$M_N = \mu_1 R \sqrt{X_N^2 + Y_N^2};$$

$$M_{O_3} = \mu_1 R \sqrt{X_{O_3}^2 + Y_{O_3}^2} + Z_{O_3} \mu_2 \frac{d_u}{2},$$

где R – радиус опор N и O_3 ; μ_1 – коэффициент трения в опорах N и O_3 ; d_u – диаметр подпятника в опоре O_3 ; μ_2 – коэффициент трения в подпятнике опоры O_3 .

Составим уравнения равновесия по законам статики:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum F_{ix3} &= -X_{3O_3} + X_{3N} + F_2 \cos \varphi_3 + F_{mpU} \cos \varphi_3 - \\ &\quad - X_{2H} \cos \varphi_3 + F_{It3} \cos \varphi_3 - F_{In3} \sin \varphi_3 = \\ &= 0; \\ \sum F_{iy3} &= Y_{3O_3} - Y_{3N} + F_2 \sin \varphi_3 - X_{2H} \sin \varphi_3 + \\ &\quad + F_{mpU} \sin \varphi_3 + F_{It3} \sin \varphi_3 + F_{In3} \cos \varphi_3 = \\ &= 0; \\ \sum F_{iz3} &= Z_{3O_3} - Z_{2H} - G_3 = 0; \\ \sum M_{ix3} &= -G_3 r_{c3} \cos \varphi_3 - Z_{2H} y_{3H} - F_{It3} \sin \varphi_3 \times \\ &\quad \times z_{3c3} - F_{In3} \cos \varphi_3 z_{3c3} + Y_{3N} z_{3N} - F_2 \times \\ &\quad \times \sin \varphi_3 z_{3H} - F_{mpU} \sin \varphi_3 z_{3U} + X_{2H} \times \\ &\quad \times \sin \varphi_3 z_{3H} = 0; \\ \sum M_{iy3} &= X_{3N} z_{3N} + G_3 r_{c3} \sin \varphi_3 + F_{It3} \cos \varphi_3 z_{3c3} - \\ &\quad - F_{In3} \sin \varphi_3 z_{3c3} + F_{mpU} \cos \varphi_3 z_{3U} + F_2 \times \\ &\quad \times \cos \varphi_3 z_{3H} - X_{2H} \cos \varphi_3 z_{3H} - Z_{2H} x_{3H} = 0 \\ \sum M_{iz3} &= M_h - M_N - M_{j3} - M_{O_3} - F_{It3} \cos \varphi_3 \times \\ &\quad \times y_{3c3} + F_{In3} \sin \varphi_3 y_{3c3} - F_2 \cos \varphi_3 y_{3c3} - \\ &\quad - F_{mpU} \cos \varphi_3 y_{3U} + X_{2H} \cos \varphi_3 y_{3H} = 0, \end{aligned} \right.$$

где $x_{3H}, y_{3U}, y_{3c3}, y_{3H}, z_{3U}, z_{3c3}, z_{3H}, z_{3N}$ – плечи сил.

Решаем систему уравнений и находим реакции опор N и O_3 , а также момент на водиле M_h , приложенный к его щекам для преодоления статических и динамических нагрузок при повороте механизма уборки с планетарной передачей и одновременном относительном развороте захватного устройства с отработанным погружным стаканом. По полученным в итоге необходимым значениям усилия на штоке гидроцилиндра F_u ,

его скорости $V_{\dot{\varphi}}=f(\omega_n)$, а также с учетом необходимого угла поворота механизма уборки $\varphi_n=f(S_{\dot{\varphi}})$, осуществляют подбор привода по каталогу или выдают задание на его проектирование.

Выводы

Таким образом, представленная в настоящей работе методика расчета конструктивных и энергосиловых параметров манипулятора для замены погружного стакана слябовой МНЛЗ, который является более универсальным по сравнению с известными аналогами, будет способствовать развитию методологии проектирования нестандартного механического оборудования современных комплексов МНЛЗ, и, в конечном счете, повышению показателей надежности вновь создаваемых машин и механизмов.

Список литературы

1. Заращение погружных стаканов слябовой МНЛЗ / А.Н. Смирнов, В.Г. Ефимова, А.П. Верзилов, Е.Н. Максаев // Сталь. – 2014. – №11. – С. 14-18.
2. Мюллер П., Грелинг Т., Румпф Р. Применение погружных стаканов с различными системами покрытий / Черные металлы. – 2008. – №3. – С. 36-38.
3. Effect of nozzle clogging on surface flow and vortex formation / С. Seong-Mook, B.G. Thomas, K. Sung-Kwang, С. Woong-Ryul // Iron and Steel Technology. – 2012. – №7. – Р. 85-95.
4. Вдовин К.Н., Русаков А.В., Лисичкина К.А. Снижение брака металла путем увеличения стойкости разливочных стаканов / Metallurg. – 2009. – №4. – С. 45-46.
5. Harscik B., Tardy P., Karoly G. Examination of nozzle clogging in continuous casting / Revue de Métallurgie. – 2012. – Vol.109. – P. 177-186.
6. Chaudhuri J., Choudhury G., Kumar S. New generation ladle slide gate system for performance improvement / MPT International. – 2007. – Vol.30, Issue 6. – P. 38-42.
7. Современное оборудование для разлива и выпечной обработки стали: инновации и импортозамещение / В.И. Золотухин, Е.И. Гордеев, Д.А. Провоторов и др. // Metallургические процессы и оборудование. – 2012. – №3. – С. 40-45.
8. Bast J., Gorbatyuk S.M., Kryukov J.Yu. Horizontal hcc-12000 unit for the continuous casting of semifinished products / Metallurgist. – 2010. – Vol.54. – P. 299-301.
9. Расчет энергосиловых параметров системы быстрой замены погружных стаканов при непрерывной разливке стали / С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, Д.А. Яковлев, К.В. Дубойский // Черная металлургия. – 2010. – №8. – С. 30-35.
10. Еронько С.П., Ткачев М.Ю. Аналитическое исследование энергосиловых параметров манипулятора быстрой замены погружных стаканов слябовой МНЛЗ с использованием принципа Даламбера / Современные проблемы теории машин. – 2015. – №3. – С. 98-102.
11. Еронько С.П., Сотников А.Л., Ткачев М.Ю. Совершенствование системы быстрой смены погружных стаканов для серийной разливки стали на слябовых МНЛЗ / Metallургические процессы и оборудование. – 2012. – №3. – С. 26-38.
12. Куклев А.В., Лейтес А.В. Практика непрерывной разливки стали. – М.: Metallургиздат, 2011. – 432 с.
13. Механический привод с редукторами, мотор-редукторами и коробками скоростей / П.Н. Учаев, Ю.Е. Гуревич, Е.В. Павлов, С.П. Учаева. – Старый Оскол: ТНТ, 2010. – 264 с.
14. Савинов А.П., Коробова Н.П., Самсонов В.Н. Теория механизмов и машин в авиастроении. – Самара: Изд-во СГАУ, 2008. – 160 с.
15. Ряховский О.А., Клыпин А.В. Детали машин. – М.: ДРОФА, 2002. – 288 с.

S.P. Eron'ko /Dr. Sci. (Eng.)/, E.V. Oshovskaya /Cand. Sci. (Eng.)/, M.Yu. Tkachev
Donetsk National Technical University (Donetsk)

CONSTRUCTIVE AND POWER PARAMETERS OF THE MANIPULATOR FOR REPLACEMENT OF THE SUBMERGED NOZZLE OF CONTINUOUS CASTING MACHINE

Background. Systems for a quick replacement of refractory submerged nozzles of slab continuous casting machines (CCM) belong to original equipment. The lack of complete, accurate information in scientific and technical sources regarding the calculation methods of power parameters of these systems complicates and makes impossible the development of reliable, competitive domestic slab CCM tundish and serving manipulators. Therefore, the development of the design principles of the newly developed systems for a quick change of submerged nozzles is an actual scientific and technical task, especially in the implementation of import substitution programs in the heavy engineering industry.

Materials and/or methods. The analytical study of structural and power parameters of the manipulator for a quick replacement of refractory submerged nozzles is made with the use of fundamental provisions of theoretical mechanics and theory of mechanisms and machines. For power calculation of the manipulation system, the d'Alembert principle is applied. To calculate the kinematic parameters of the removal mechanism for a worn-out nozzle, comprising a planetary gear, the Willis method is used.

Results. The dependencies are revealed for determination of drive parameters of the main mechanisms manipulating spare and worn-out submerged nozzles. Kinematic and power calculations of the structural schemes of the main assemblies are made. The developed calculation method for constructive and power parameters of the manipulator for submerged nozzle replacement on the slab continuous casting machine allows to substantiate and appoint the rational drive characteristics of the mechanisms of feeding the spare and removal of worn-out submerged nozzles, as well as reduce time costs at the stage of designing of the whole machine.

Conclusion. The analytical dependencies obtained for the original design of the manipulator allow filling the gap in the domestic methodology of designing non-standard metallurgical equipment when implementing the import substitution programs, and their use in the process of machine operation will allow for a causal analysis of the variation of its reliability indicators. The proposed structural scheme of the manipulator provides a complete mechanization and automation of the operation of changing submerged nozzles avoiding even short-term cessation of continuous casting in the slab CCM.

Keywords: continuous casting machine, submerged nozzle, manipulator, d'Alembert principle, planetary gear, Willis method, the coefficient of efficiency.

Статья поступила 27.03.2016 г.

© С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, М.Ю. Ткачев, 2016

Рецензент д.т.н., проф. Н.А. Ченцов



RUSSIA



**25–27
октября
2016**

Москва
Крокус Экспо

**16-я Международная
выставка
оборудования
для неразрушающего
контроля
и технической
диагностики**







Организаторы:




+7 (812) 380 6002/00
ndt@primexpo.ru



Получите
электронный билет:
ndt-russia.ru

