

УДК 669. 18: 621.746

Ткачев М. Ю.,  
к.т.н. Ошовская Е. В.  
(ДонНТУ, г. Донецк, ДНР)

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА ПЕРЕТАЛКИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА СИСТЕМЫ БЫСТРОЙ СМЕНЫ ПОГРУЖНЫХ СТАКАНОВ СЛЯБОВОЙ МНЛЗ

*Разработана методика расчета диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства системы быстрой смены погружных стаканов промежуточного ковша слябовой машины непрерывного литья заготовок, позволяющая учитывать его динамическую жесткость, благодаря чему повышается доля полезно используемой энергии на совершение работы по преодолению сил сопротивления перемещению комплекта огнеупорных изделий.*

**Ключевые слова:** динамическая жесткость, плунжер, гидропривод, погружной стакан, МНЛЗ, система быстрой смены.

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Характерной особенностью работы переталкивающего устройства системы быстрой смены погружных стаканов промежуточного ковша слябовой МНЛЗ является наличие дополнительной динамической нагрузки, действующей на металлические обоймы сменного комплекта огнеупорных изделий. Эта особенность обусловлена кратковременностью (0,3–0,5 с) операции переталкивания огнеупоров.

Согласно классическим положениям теоретической механики и сопромата, процесс, при котором за малый промежуток времени (десятые и меньше доли секунды) скорости части или всех точек системы резко изменяются по сравнению с их значениями непосредственно перед началом взаимодействия двух физических тел, считают ударным.

Особенности динамических явлений, наблюдаемых во время работы переталкивающего устройства системы быстрой смены, вызваны не только возникновением больших ударных ускорений, но и тем обстоятельством, что перемещаемый по направляющим погружной стакан находится в защемленном состоянии, поскольку прижат к базовой огнеупорной плите или сталевапускному стакану блоками упругих элементов (витых или тарельчатых пружин, тор-

сионов), развивающими усилие, достаточное для обеспечения надежного контакта между рабочими поверхностями керамических элементов. В таких условиях становится невозможным использование для расчетов динамических нагрузок как теоретических зависимостей, рассмотренных в классической механике для случаев абсолютно упругого, не вполне упругого и абсолютно неупругого ударов свободно движущихся тел с различной массой, так и результатов ранее проведенных экспериментальных исследований процессов ударного взаимодействия несвободных тел при забивке свай и работе буровых машин.

Все научные положения, излагаемые в трудах современных исследователей ударных процессов [1–4], основываются на теориях Сен-Венана, Сирса, Герца, Бидермана и Малюковой. В работах, посвященных исследованию ударных явлений, наблюдаемых в различных механических системах, особое внимание уделено волновым процессам, закономерностям перехода кинетической энергии в потенциальную при взаимодействии соударяющихся тел, а также факторам, обуславливающим эффективность передачи энергии от ударяющего элемента ударяемому. Среди таких факторов особое внимание уделяется динамической жесткости элемента, передающего ударную нагрузку. При этом

подчеркивается обязательная необходимость ее учета при определении конструктивных параметров указанных элементов.

**Постановка задачи.** Задачей настоящей работы является получение зависимости для определения диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства системы быстрой смены погружных стаканов, которая позволяет учитывать энергосиловые параметры реализуемого процесса.

**Изложение материала и его результаты.** Как известно [5, 6], в существующих устройствах, осуществляющих переталкивание погружных стаканов во время их быстрой смены, гидравлический привод снабжен поршневым цилиндром двухстороннего действия (рис. 1, а). В этом случае цилиндр работает на выталкивание, а элементом, передающим ударную нагрузку перемещаемому комплекту огнеупорных погружных стаканов, является шток.

При определении геометрических параметров такого цилиндра, в соответствии с существующей методикой расчета, задаются давлением рабочей жидкости, обеспечиваемым маслостанцией и выбираемым из стандартного ряда, и по известной формуле с учетом рассчитанного значения силы технологического сопротивления получают требуемый диаметр поршня  $D_n$  и соответствующий ему диаметр штока  $d_{ш}$ , которые связаны зависимостью:

$$d_{ш} = (0,6 - 0,7) \cdot D_n. \quad (1)$$

Согласно результатам экспериментальных исследований, опубликованных в работе [2], для эффективного функционирования гидропривода необходимо обеспечить требуемую динамическую жесткость элемента, передающего ударную нагрузку. При недостаточной динамической жесткости увеличивается колебание значений ударной силы в начальной стадии процесса взаимодействия передающего элемента с резервным погружным стаканом и снижается доля полезно используемой энергии на совершение работы по преодолению сил сопротивления перемещению комплекта огнеупорных изделий.

На практике из-за малой площади поперечного сечения штока поршневого гидроцилиндра (рис. 1, а) нельзя обеспечить необходимое значение его динамической жесткости, что вытекает из формулы для ее расчета:

$$A = \rho \cdot c \cdot S, \quad (2)$$

где  $\rho$  — плотность материала, из которого изготовлен элемент;  $c$  — стержневая скорость распространения волны напряжения в теле передающего элемента;  $S$  — площадь поперечного сечения элемента.

Стержневая скорость распространения волны напряжения в теле элемента:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (3)$$

где  $E$  — модуль упругости материала элемента.

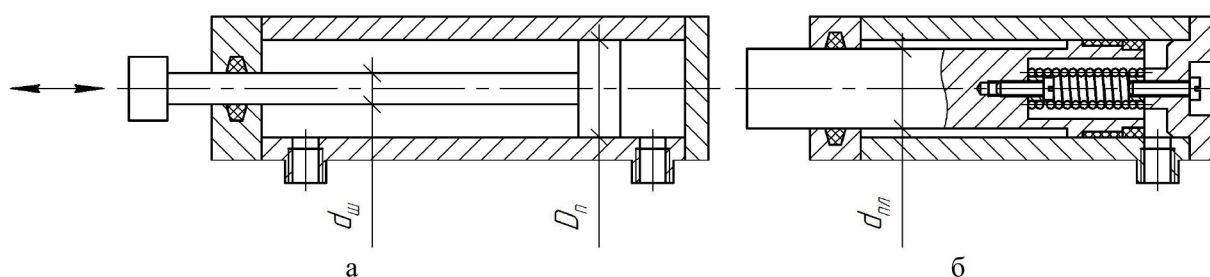


Рисунок 1 Конструктивные схемы приводных гидроцилиндров, используемых в существующих системах быстрой смены (а) и усовершенствованной [7] (б)

Поэтому для обеспечения эффективной работы привода переталкивающего устройства предлагается использовать в нем плунжерный гидроцилиндр с заданной динамической жесткостью плунжера:

$$A = \frac{F_{II}}{v}, \quad (4)$$

где  $F_{II}$  — расчетная технологическая нагрузка на привод;  $v$  — требуемая скорость перемещения комплекта огнеупоров при их смене.

Значение скорости движения стаканов:

$$v = \frac{l}{\tau}, \quad (5)$$

где  $l$  — ход резервного стакана;  $\tau$  — время смены стаканов, составляющее (0,3–0,5) с.

Поэтому площадь плунжера, ударно воздействующего на комплект стаканов, предлагается определять из соотношения:

$$S = \frac{A}{\rho \cdot c}, \quad (6)$$

или после преобразования:

$$S = \frac{F_{II}}{\sqrt{E \cdot \rho} \cdot v}. \quad (7)$$

Учитывая, что диаметр связан с площадью зависимостью:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}, \quad (8)$$

получаем результирующую зависимость для нахождения рациональной геометрической характеристики рабочего органа гидроцилиндра:

$$d_{nl} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{II}}{\sqrt{E \cdot \rho} \cdot \pi \cdot v}}. \quad (9)$$

После вычисления его значения находим требуемое для данных условий значение давления маслостанции:

$$P = \frac{4 \cdot F_{II}}{\pi \cdot d_{nl}^2}. \quad (10)$$

Выполнение расчета диаметра плунжера, исходя из предварительно определенной его динамической жесткости, позволяет получить рациональное соотношение конструктивных параметров приводного гидроцилиндра переталкивающего устройства системы быстрой смены погружных стаканов без проведения предварительного подбора рабочего давления, развиваемого маслостанцией. В соответствии с общепринятой методикой расчета силовых параметров приводного гидроцилиндра задаются значениями давлений, выбранными из стандартного ряда маслостанции. Затем, исходя из расчетного значения технологической нагрузки, для каждого из значений давления рассчитывают геометрические параметры силового гидроцилиндра. После чего на основе результатов сопоставительного анализа полученных характеристик гидропривода (масса, геометрические размеры и производительность маслостанции при заданном времени срабатывания) принимают окончательное решение о назначении конструктивных и силовых параметров спроектированного привода. Для подтверждения сказанного провели расчет параметров плунжерного гидроцилиндра по предлагаемой методике для заданных значений технологической нагрузки  $F_{II} = 40$  кН, перемещения стаканов при смене  $l = 0,2$  м и длительности замены 0,5 с. Результаты расчета сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Параметры плунжерного гидроцилиндра, полученные расчетом по предлагаемой методике

| $F_{II}$ , кН | $v$ , м/с | $A$ , кг/с | $d_{nl}$ , мм | $P$ , МПа | Масса цилиндра, кг |
|---------------|-----------|------------|---------------|-----------|--------------------|
| 40            | 0,4       | 100 000    | 55            | 15        | 10,8               |

Таблица 2

Возможные варианты расчета параметров гидроцилиндра по существующей методике

| $F_{II}$ , кН | $P$ , МПа | Поршневой гидроцилиндр |              |            |           | Плунжерный гидроцилиндр |            |           |
|---------------|-----------|------------------------|--------------|------------|-----------|-------------------------|------------|-----------|
|               |           | $D_n$ , мм             | $d_{ш}$ , мм | $A$ , кг/с | масса, кг | $d_{пл}$ , мм           | $A$ , кг/с | масса, кг |
| 40            | 7         | 85                     | 55           | 96 128     | 16,5      | 85                      | 229 598    | 20,5      |
|               | 10        | 70                     | 45           | 64 350     | 13,8      | 70                      | 155 714    | 17,9      |
|               | 12,5      | 65                     | 40           | 50 845     | 10,1      | 65                      | 134 262    | 13,4      |
|               | 15        | 60                     | 35           | 38 927     | 8,8       | 60                      | 114 402    | 12,1      |

Сопоставление полученной информации с данными расчета параметров гидроцилиндров по существующей методике, предполагающей предварительное принятие из стандартного ряда рабочего давления маслостанции и определение соответствующего ему диаметра поршня или плунжера гидроцилиндра для заданного значения технологической нагрузки, преобладающего приводом переталкивающего устройства системы быстрой смены погружных стаканов (данные таблицы 2), позволяет сделать вывод о том, что при использовании в качестве исходного значения требуемой динамической жесткости плунжера позволяет найти рациональное сочетание параметров приводного плунжерного гидроцилиндра без необходимости рассмотрения их возможных вариантов (в данном случае 8).

Плунжерный гидроцилиндр переталкивающего устройства системы быстрой смены, рассчитанный по предложенным зависимостям, имеет меньшую, примерно на 24 % (19,5 % при  $P = 7$  МПа; 22,9 % при  $P = 10$  МПа; 24,6 % при  $P = 12,5$  МПа; 27,2 % при  $P = 15$  МПа), массу при требуемой динамической жесткости передающего элемента (таблица 2).

Разработанная методика использовалась при проектировании опытно-промышленных образцов системы для условий разлива со стопором (рис. 2, а) и с шиберным затвором (рис. 2, б). Проведенные на них экспериментальные исследования подтвердили адекватность предложенных теоретических зависимостей.

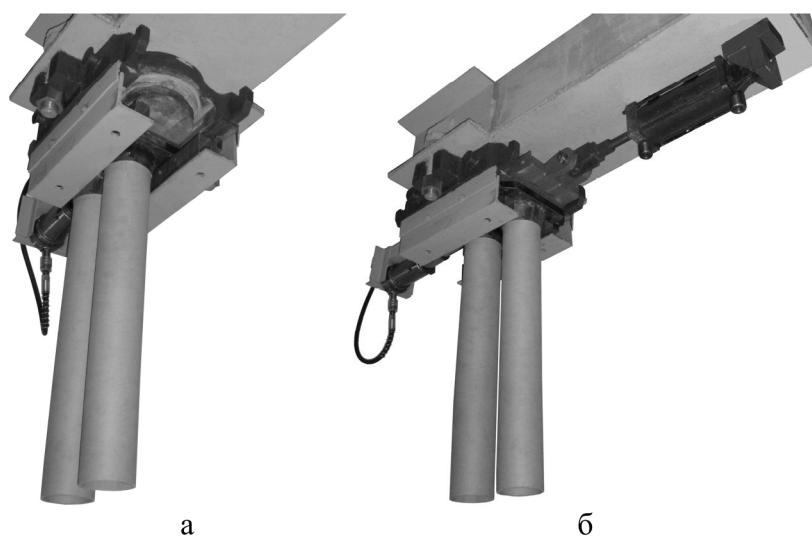


Рисунок 2 Опытно-промышленные образцы разработанной системы быстрой смены

**Выводы и направление дальнейших исследований.**

Применение полученного выражения для определения диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства системы быстрой смены, учитывающего его динамическую жесткость, позволяет исключить:

- увеличение колебания значений ударной силы в начальной стадии процесса взаимодействия передающего элемента с новым погружным стаканом, благодаря

чему повышается доля полезно используемой энергии на совершение работы;

- рассмотрение многовариантных комбинаций величин, используемое в расчетах, с целью минимизации массы силового гидроцилиндра.

Результаты исследования могут послужить основой для развития теорий расчета и уточнения геометрических параметров деталей машин, воспринимающих в ходе эксплуатации динамические нагрузки.

**Библиографический список**

1. Манжосов, В. К. Модели продольного удара [Текст] / В. К. Манжосов. — Ульяновск : УлГТУ, 2006. — 160 с.
2. Еронько, С. П. Исследование характера передачи ударной нагрузки между подвижно сопряженными элементами механической системы [Текст] / С. П. Еронько, Е. В. Ошовская, Д. А. Яковлев и др. // *Металл и литье Украины*. — 2008. — № 6. — С. 18–22.
3. Манжосов, В. К. Моделирование продольного удара в стержневых системах неоднородной структуры [Текст] / В. К. Манжосов, В. В. Слепухин. — Ульяновск : УлГТУ, 2011. — 208 с.
4. Кычкин, В. И. Прикладная теория колебаний [Текст] / В. И. Кычкин. — Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. — 203 с.
5. *Flow Control Technology from Converter to Mould. Interstop company brochure*. — Cincinnati (USA): Ohio, 2007. — 14 p.
6. Pat. 2013000566 World Intellectual Property Organization International Bureau, IPC B22D41/22, B22D41/24, B22D41/28. Chop gate and nozzle / Renard J.-L.; applicant «Vesuvius Group SA» (Belgium). — № 2012/002695; filed 27.06.2012; published 03.01.2013. — 25 p.
7. Пат. 104227 Україна, МПК B22D 41/56. Пристрій для заміни занурювального стакану проміжного ковша машини безперервного лиття заготовок / С. П. Єронько, М. Ю. Ткачов; заявник і патентовласник Донець. нац. техн. ун-т. — № 201208740; заявл. 16.07.2012; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1. — 7 с.
8. Eron'ko, S. P. Fast Replacement of Submersible Tundish Nozzles in a Continuous Slab-Casting Machine / S. P. Eron'ko, E. V. Oshovskaya, M. Yu. Tkachev // *Steel in Translation*. — 2016. — Vol. 46. — P. 33–38.

© Ткачев М. Ю.

© Ошовская Е. В.

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

*Статья поступила в редакцию 10.01.17.*

**Ткачов М. Ю., к.т.н. Ошовська О. В. (ДонНТУ, м. Донецьк, ДНР)**

**АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДУ ПЕРЕШТОВХУЮЧОГО ПРИСТРОЮ СИСТЕМИ ШВИДКОЇ ЗАМІНИ ЗАНУРЮВАЛЬНИХ СТАКАНІВ СЛЯБОВИХ МБЛЗ**

*Розроблено методіку розрахунку діаметра плунжера гідроциліндра перештовхуючого пристрою системи швидкої заміни занурювальних стаканів проміжного ковша слябової машини безперервного лиття заготовок, що дозволяє враховувати його динамічну жорсткість, завдяки*

чому підвищується частка корисно використаної енергії на здійснення роботи з подолання сил опору переміщенню комплексу вогнетривких виробів.

**Ключові слова:** динамічна жорсткість, плунжер, гідропривід, занурювальний стакан, МБЛЗ, система швидкої заміни.

**Tkachyov M. Yu., PhD Oshovskaia A. V. (DonNTU, Donetsk, DNR)**

**DESIGN FACTORS ANALYTICAL STUDIES FOR HYDRAULIC DRIVE IN TRANSPOSITIONING DEVICE OF SUBMERGED NOZZLE QUICK CHANGE SYSTEM IN CONTINUOUS SLAB-CASTING MACHINE**

*There has been developed a calculation method for the hydraulic ram diameter of transpositioning device of a submerged nozzles quick change system in a pouring box of slab continuous casting machine allowing to account its dynamic stiffness thereby the useful energy portion increases to overcome resistance forces on moving a set of refractories.*

**Key words:** dynamic stiffness, ram, hydraulic drive, submerged nozzle, continuous casting machine, quick change system.