

УДК 62.83.52.0313

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ГІДРОМУФТИ НА ДИНАМІЧНІ ЗУСИЛЛЯ В СКРЕБКОВОМУ КОНВЕЙЄРІ СР72 ПРИ ЗАКЛИНЮВАННІ РОБОЧОГО ОРГАНУ

Осичев О.В., к.т.н., проф., Ткаченко А.О., асист.

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

вул. Фрунзе, 21, 61002, м. Харків, Україна

E-mail: osichev@kpi.kharkov.ua, magistrand@mail.ru

Розроблена комп'ютерна модель гідромуфти як складової частини забійних скребкових конвейєрів. Вона дозволяє досліджувати динамічні процеси в розробленій раніше моделі електромеханічної системи конвейєра при різних причинах заклинювання його робочого органу. Побудовані узагальнюючі залежності величини пікових натягів робочого органу в залежності від причини та місця його заклинювання по довжині конвейєра.

Ключові слова: забійний скребковий конвейєр, гідромуфта, заклинювання.

**Введение.** В течение нескольких десятков лет традиционным элементом конструкции скребковых конвейєров, выпускаемых Харьковским машиностроительным заводом "Свет шахтера", была гидромуфта. Она снижала динамические нагрузки в цепи при пуске и в ходе работы конвейєра. Однако она требовала существенного эксплуатационного обслуживания, вплоть до частого обновления масла при затянувшемся заклинивании конвейєра. Поэтому задача замены гидромуфты на другое оборудование была поставлена горнодобывающими предприятиями и имеет на сегодняшний день альтернативные решения как в области гидравлического оборудования, так и в области экспериментальной проверки применения электроприводческих систем.

В статье рассмотрены результаты моделирования конвейєра СР72, которые могут служить основой для количественных выводов об эффективности применения регулируемого электропривода без гидромуфты в новых разработках скребковых конвейєров.

**Цель работы.** Получение математического описания и разработка компьютерной модели гидромуфты, ее введение в разработанную ранее авторами модель скребкового конвейєра, а также сравнительная оценка динамических усилий в цепи по результатам компьютерного эксперимента при различных видах и условиях заклинивания.

**Материал и результаты исследования.** Для разработки модели гидромуфты предварительно рассмотрим ее устройство и принцип функционирования. Так, гидромуфта состоит из трех основных частей, представленных на рис. 1 [1]:

- насосное (ведущее) колесо, или насос;
- турбинное (ведомое) колесо, или турбина;
- корпус.

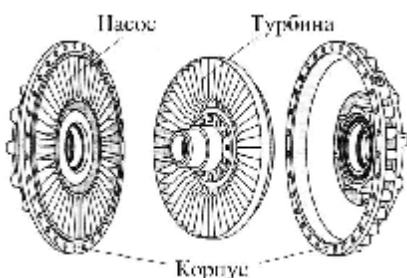


Рисунок 1 – Основные узлы гидромуфты

Оба колеса имеют, как правило, плоские радиальные лопатки. Насосное колесо гидромуфты соединяется с двигателем, а турбинное – с входным валом редуктора приводного блока конвейєра, как показано на рис. 2 [1]. Совокупность деталей, соединенных с насосным колесом, называется входным звеном, а с турбинным – выходным.

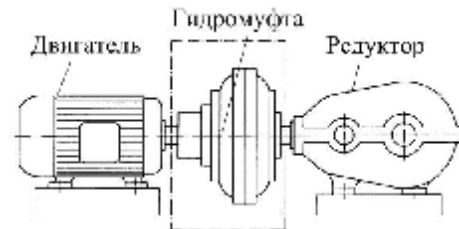


Рисунок 2 – Схема подключения гидромуфты

В общем случае работу гидромуфты характеризуют следующие величины:

$\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости входного и выходного звеньев;  $M_1$  – момент на входном звене;  $M_2$  – момент на выходном звене;  $M_r$  – момент, передаваемый гидромуфтой.

Передача крутящего момента в гидромуфте обеспечивается за счет непрерывной циркуляции рабочей жидкости (минеральное масло, реже – вода) в каналах лопастных колес от насоса к турбине при вращающемся роторе двигателя. В зависимости от режима работы энергия в гидромуфте передается с некоторыми потерями, которые в рабочем установившемся режиме характеризуются КПД ( $\eta=96-98\%$ ) или передаточным отношением  $i$  [1, 2, 3]:

$$i = \frac{W_2}{W_1} \quad (1)$$

Особенностью функционирования гидромуфты является то, что передача момента в ней происходит при выполнении условия  $\omega_2 \neq \omega_1$ , то есть, наличии скольжения  $S$ , которое в номинальном рабочем режиме для различных модификаций гидромуфт находится в пределах 3-5% [1 - 3]:

$$S = (1 - i) \cdot 100\% \quad (2)$$

Величина момента, передаваемого гидромуфтой, зависит от режима ее работы (например, номиналь-

ный рабочий режим, разгон, торможение и т.д.) и определяется по различным методикам. В [4] проведен обзор существующих методик и показана степень их пригодности для расчета переходных процессов.

Для моделирования процесса заклинивания рабочего органа конвейера, когда скорость двигателя остается практически неизменной, передаваемый гидромуфтой момент примем пропорциональным квадрату скорости вращения  $\omega_1$  входного звена и определим по формуле [1, 2, 3]:

$$M_T = I \cdot r \cdot \omega_1^2 \cdot D_a^5, \quad (3)$$

где  $\lambda$  – безразмерный коэффициент момента;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $D_a$  – активный диаметр гидромуфты, м.

Зависимость коэффициента момента  $\lambda$  от передаточного отношения  $i$  (или скольжения  $S$ ) гидромуфты называется ее безразмерной характеристикой. В случае, когда гидромуфта работает в установившемся режиме, характеристика  $\lambda=f(S)$  является статической. В неустановившихся переходных режимах работа гидромуфты характеризуется динамическими характеристиками. Согласно экспериментам испытаний различных гидромуфт, описанным в [2], расхождением характеристик в установившемся и неустановившемся режимах работы в большинстве случаев можно пренебречь при ускорениях вращающихся частей механизма до 250 1/с<sup>2</sup>. При больших ускорениях (до 2100 1/с<sup>2</sup>), например, при заклинивании цепи конвейера, к статической модели гидромуфты добавляется инерционность типа аperiодического звена первого порядка [2].

Безразмерная статическая характеристика исследуемой ограничивающей гидромуфты 1ГПЭ400У показана на рис. 3 (кривая I) [5].

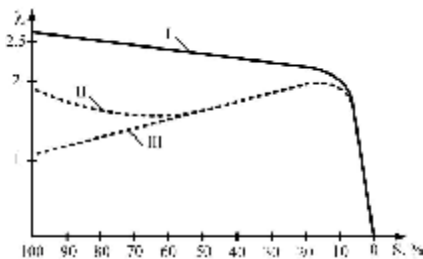


Рисунок 3 – Безразмерные статические характеристики ограничивающих гидромуфт

Представим механическую часть электропривода скребкового конвейера в виде системы, показанной на рис. 4 [2].

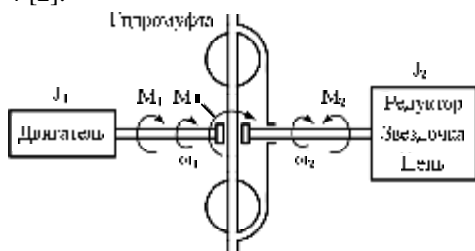


Рисунок 4 – Расчетная схема механической части электропривода скребкового конвейера

Движение системы с гидромуфтой в этом случае описывается двумя дифференциальными уравнениями, составленными для ведущей и ведомой частей:

$$M_1 - M_T = J_1 \frac{dw_1}{dt}; \quad (4)$$

$$M_T - M_2 = J_2 \frac{dw_2}{dt}, \quad (5)$$

где  $J_1$  – момент инерции ведущих частей механизма (включая двигатель и насосное колесо гидромуфты);  $J_2$  – момент инерции ведомых частей механизма (включая турбинное колесо гидромуфты);

Составим структурную схему гидромуфты с учетом уравнений (1)-(5) и безразмерной характеристики (рис. 3), как показано на рис. 5.

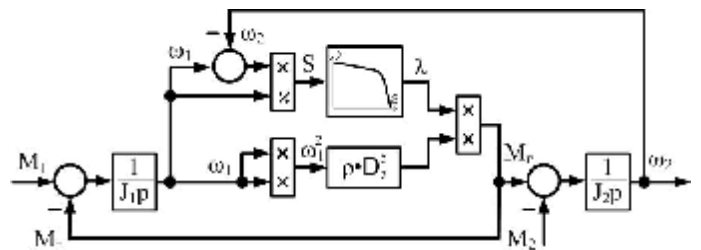


Рисунок 5 – Структурная схема модели гидромуфты

Параметры гидромуфты 1ГПЭ400У в модели приняты такими, что ее номинальное скольжение  $S_n$  при работе загруженного конвейера составляет не более 3%, а отношение передаваемого максимального пускового момента  $M_{max.г}$  к номинальному  $M_{ном.г}$  не превышает 2,7 согласно ее техническим характеристикам [5]. Момент инерции приводного асинхронного двигателя в модели равен  $J_{дв}=0,85$  кг/м<sup>2</sup>, а для насосного и турбинного колес гидромуфты – в 7-8 раз меньше  $J_{дв}$ , что согласно [6] составляет 0,12 кг/м<sup>2</sup>.

Построенную модель гидромуфты введем в разработанную ранее модель скребкового конвейера [7] (в приводной блок) и выполним расчет динамических процессов. На рис. 6, представлены трехмерные пространственно-временные динамические процессы скоростей  $V(x,t)$  и усилий  $F(x,t)$  в цепи, рассчитанные в модели незагруженного конвейера при пуске от одного асинхронного двигателя с учетом гидромуфты. После разгона конвейера и выхода его на рабочую скорость моделируется обрушение пласта породы массой 5 т на движущийся рабочий орган в районе двух скребков в конце рабочей ветви. Значение предварительного натяжения цепи в модели задано больше критического и составляет 44 кН, провис отсутствует, поэтому моделируемая цепь обладает упругостью при растяжении и “сжатии” относительно уровня предварительного натяжения.

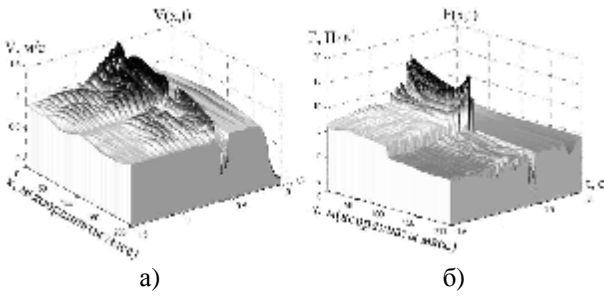


Рисунок 6 – Пуск незагруженого конвейера і заклинювання його робочого органа

Из графиков при их сравнении с результатами моделирования [7] видно следующее:

- пуск конвейера с гидромуфтой (рис. 6, а) происходит более плавно, чем без нее. Колебания пускового момента асинхронного двигателя не оказывают влияния на процесс пуска конвейера, гидромуфта фильтрует их.

- динамические усилия в цепи при падении пласта породы в модели конвейера без гидромуфты, полученные в [7], сопоставимы с усилиями, показанными на рис. 6, б) и их характер не имеет значительных отличий. Максимальные нагрузки возле приводной станции составляют 155 кН. То есть, наличие гидромуфты в данном случае не “спасает” цепь от первого пика нагрузок (но защищает двигатель от перегрузки при частых стопорениях).

- разгон упавшего пласта породы до установившейся скорости конвейера в модели с гидромуфтой происходит более “мягко”, по сравнению с аналогичным процессом в модели системы без гидромуфты.

Зависимость максимальной величины динамических нагрузок от места заклинивания, обобщенная по результатам моделирования, показана на рис. 7. Аналогично результатам, полученным в [7], цепь разрушается в том случае, когда заклинивание происходит на расстоянии 15 метров от приводной станции и ближе.

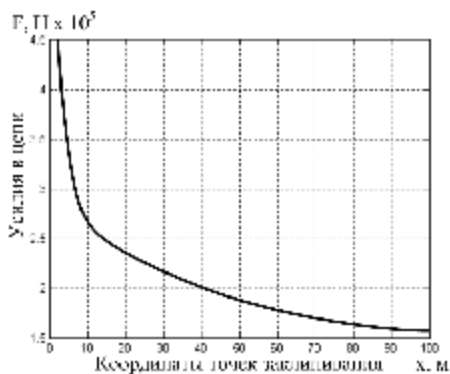


Рисунок 7 – Зависимость максимальной величины усилий в цепи от места заклинивания при падении пласта породы

Результаты расчета процесса заклинивания цепи от попадания скребка в порог решетки приведены на рис. 8.

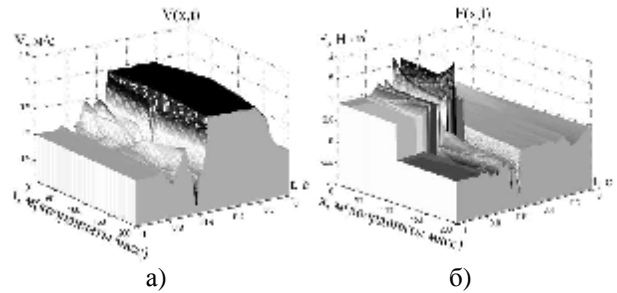


Рисунок 8 – Пуск незагруженого конвейера і заклинювання його робочого органа

Из графиков видно следующее:

- колебания скоростей  $V(x,t)$  и усилий  $F(x,t)$  затухают за 2 периода. Автоколебаний, которые были в системе без гидромуфты, нет;

- максимальные усилия возле приводной станции составляют 160 кН, то есть практически равны аналогичным усилиям, вызванным падением пласта породы. После заклинивания конвейер останавливается, усилия в рабочем органе в установившемся режиме равны 95 кН. Двигатель продолжает работать с моментом сопротивления  $1,65M_{ном,дв}$  при критическом моменте  $1,93M_{ном,дв}$ ;

- пиковый момент нагрузки на валу двигателя при заклинивании с гидромуфтой в 2 раза меньше, чем пиковый момент при заклинивании без нее. Автоколебаний нет.

Зависимость максимальной величины динамических нагрузок от места заклинивания показана на рис. 9. Усилия, полученные в модели с гидромуфтой, в среднем по длине конвейера в 1,4 раза меньше по сравнению с аналогичным экспериментом в модели без гидромуфты, а вблизи приводной станции меньше практически в 2 раза. Цепь разрушается при заклинивании на расстоянии 40 метров от приводной станции и ближе, тогда как без гидромуфты это расстояние было равным 80 м, то есть охватывало почти весь конвейер.

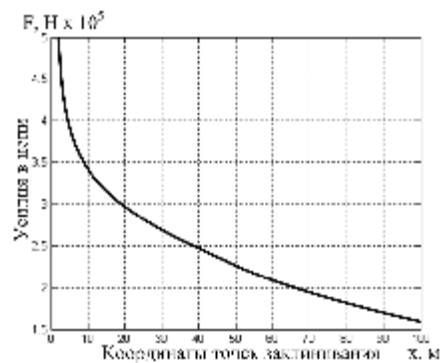


Рисунок 9 – Зависимость максимальной величины усилий в цепи от места заклинивания при попадании скребка в решетку

Следует отметить, что способность различных гидромуфт демпфировать колебания зависит от вида их безразмерных характеристик  $\lambda=f(S)$ , а именно, от наличия падающего или восходящего участка. В рассмотренном конвейере СР72 промоделирована гидромуфта 1ГПЭ400У, обеспечивающая хорошее

демпфирование колебаний в цепи. В определенных случаях с весьма крутым падающим участком (рис. 3, кривые II, III) при заклинивании гидромурфта становится причиной появления незатухающих автоколебаний скоростей и усилий в цепи [8], то есть результаты применения таких гидромурфтов будут существенно хуже, полученных при моделировании в данной работе.

**Выводы.** Моделирование скребкового конвейера CP72 с учетом гидромурфты и сравнение с результатами моделирования этого же конвейера без гидромурфты подтвердило известный факт смягчения пуска конвейера за счет применения гидромурфты и, одновременно, показало, что гидромурфта не исключает порыв цепи от заклинивания, а лишь расширяет участок конвейера, на котором заклинивание аварийно безопасно.

Поскольку обеспечить плавный пуск конвейера по заданной тахограмме можно с помощью регулируемого асинхронного электропривода, то для оценки целесообразности исключения гидромурфты как элемента конвейера CP72, следует сравнить величину разрывных усилий в модели конвейера без гидромурфты, но с регулируемым электроприводом, который при обнаружении момента заклинивания, экстренно тормозился бы для снижения динамических нагрузок в цепи.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Folchert U. Identifikation der dynamischer Eigenschaften Hydrodynamischer Kupplungen. Mitteilungen aus dem Institut für Mechanik Ruhr Universität Bochum, Nr. 87, Januar 1994, 226 S.

2. Яременко О.В. Ограничивающие гидродинамические муфты. М.: Машиностроение, 1970, стр. 224.

3. Scheffler M. Grundlagen der Fördertechnik-Elemente und Triebwerke. – Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1994, ISBN 3-528-06558-3.

4. Вишневецкий Г.В. Исследование динамики запуска скребкового конвейера и разработка рекомендаций по улучшению его пусковых характеристик: Дис. канд. техн. наук: 05.186. – 1972.–156 с.

5. Сайт ОАО "ХМЗ" Свет шахтера": <http://www.shaht.kharkov.ua>

6. David H. Wauge. Modelling of an Armored Face Conveyor. Department of Mechanical Engineering The University of Queensland. Masters of Engineering Science Thesis August 19, 2002.

7. Осичев А.В., Ткаченко А.А. Оценка динамических свойств электропривода скребкового конвейера CP72 при различных причинах заклинивания его рабочего органа // Тематичний випуск «Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія й практика» науково-технічного журналу «ЕЛЕКТРОІНФОРМ» – Львів: ЕКОінформ, 2009.- 516 с.– С. 148-150.

8. Леусенко А.В., Высоцкий Г.В., Эйдерман Б.А. Скребковые конвейеры: Справочное пособие. – М.: Недра, 1993. - 221 с.

Статья поступила 20.04. 10 г.  
Рекомендована к печати к.т.н. доц.  
Гладырем А.И.

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГИДРОМУФТЫ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ УСИЛИЯ В СКРЕБКОВОМ КОНВЕЙЕРЕ CP72 ПРИ ЗАКЛИНИВАНИИ РАБОЧЕГО ОРГАНА

*Осичев А.В., к.т.н., проф., Ткаченко А.А., ассист.*

*Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"*

*ул. Фрунзе, 21, 61002, г. Харьков, Украина*

*E-mail: [osichev@kpi.kharkov.ua](mailto:osichev@kpi.kharkov.ua), [magistrand@mail.ru](mailto:magistrand@mail.ru)*

Разработана компьютерная модель гидромурфты как составной части забойных скребковых конвейеров. Она позволяет исследовать динамические процессы в разработанной ранее модели электромеханической системы конвейера при различных причинах заклинивания его рабочего органа. Построены обобщающие зависимости величины пиковых натяжений рабочего органа в зависимости от причины и места его заклинивания по длине конвейера.

Ключевые слова: забойный скребковый конвейер, гидромурфта, заклинивание.

## ESTIMATION OF INFLUENCE FLUID COUPLING ON DYNAMIC TENSIONS IN ARMORED FACE CONVEYOR CP72 AT CHAIN JAMMING

*Osichev A.V., ph. D, prof., Tkachenko A.A., assist.*

*National Technical University "Kharkov Polytechnical Institute"*

*Frunze st., 21, 61002, Kharkov, Ukraine*

*E-mail: [osichev@kpi.kharkov.ua](mailto:osichev@kpi.kharkov.ua), [magistrand@mail.ru](mailto:magistrand@mail.ru)*

The computer model fluid coupling as component longwall armored face conveyors is developed. It allows to research dynamic processes in the electromechanical systems of the conveyor developed model at the various reasons of jamming of working chain. Generalizing curves of peak tension of working body depending on the reason and places of its jamming on length of the conveyor are obtained.

Key words: longwall armored face conveyor, fluid coupling, jamming.