

#### Література

1. Harrison A. Non-linear Belt Transient Analysis / A. Harrison // Bulk Solids Handling International Journal, 2008. – No. 3 pp. 1-7.
2. D. Beavers, D. Morrison. Non-Linear Model for Dynamic Analysis of Conveyors [Електронний ресурс] / D. Beavers, D. Morrison, D. Rea // Sinclair Knight Merz. – Режим доступу до статті: <http://www.skmconsulting.com/Site-Documents/Technical-Papers/Non-Linear-Model-for-Dynamic-Analysis.pdf>.
3. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера // Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др. – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 16, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
4. Спиваковский А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М., 1982. – 192 с.
5. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / Хорольський І.М. – Л.: Вид-во держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
6. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л.И. – М.: Недра, 1976.- 256 с.
7. Казиев В.М. Введение в математику и информатику: уч. пособие / В.М. Казиев – М.: Интернет-Университет Информационных Технологий; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007. – 301 с.
8. Козлов В.В. Биллиарды. Генетическое введение в динамику систем с ударами / В.В. Козлов, Д.В. Трещев – М.: Изд-во МГУ, 1991. 168 с.
9. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: навч. посібник. / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. – Київ-Полтава: ПДТУ, 1998. – 175 с.
10. Турчин В.С. Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ Турчин Вячеслав Семёнович. – Оренбург, 2005. – 187 с.



УДК 62-83-523:621.771.22

**Инна Задорожня**

*Донбасская государственная машиностроительная академия  
84313, г. Краматорск, ул. Шкадинова, д. 72*

### **ОГРАНИЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДАХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Inna Zadorozhnyaya

#### **LIMITATION OF DYNAMIC LOADINGS IN DRIVES OF THE ROLLING MILLS WITH THE PURPOSE TO INCREASE OF SERVICE TERM OF MECHANICAL EQUIPMENT**

*Influencing structural parameters of the rolling mills on the dynamic processes in the electro-mechanical system of main electric drive is considered. Estimation of dynamic properties of the electromechanical system of drive is executed by the root method in sense of fading a free constituent of motion and limits of damping action of electric drive, proper to the strictly defined values of coefficient of correlation of the inertia masses are set.*

В настоящее время основное количество стали, выплавляемое на отечественных металлургических заводах, проходит обработку на прокатных станах, в частности на станах горячей прокатки (СГП). Несмотря на ввод в действие мощных и высокопроизводительных станков остается актуальной задача повышения производительности существующих станков за счет модернизации оборудования и интенсификации процесса прокатки.

Значительное снижение производительности стана происходит вследствие бесполезного увеличения динамических нагрузок в передачах и рабочем оборудовании. Так, около 71 % разрушений деталей металлургических машин имеют усталостный характер и происходят в результате действия переменных динамических нагрузок. Ограничение динамичности металлургических машин является фундаментальной проблемой динамики и для обеспечения и повышения безотказности оборудования прокатного производства необходим поиск наиболее оптимальных способов гашения колебаний, обеспечивающих увеличение срока службы механического оборудования, повышение точности воспроизведения заданных законов движения рабочего механизма, способствующих повышению технико-экономических показателей металлургических машин.

Поломки ведущих шестерен привода клетки, муфт, пальцев, узлов главного редуктора вызваны перегрузками и усталостными разрушениями от периодического действия динамических нагрузок, в 2.5 – 3 раза превышающих технологические нагрузки. Кроме того, динамические нагрузки опасны в основном тем, что моменты, проходя через нулевые значения, провоцируют размыкание зазоров приводной линии, большие удары и дополнительные нагрузки.

Наиболее опасным в условиях эксплуатации прокатного оборудования является случай ударного приложения нагрузки, когда момент прокатки  $M_{\Pi}(t) = M_{\Pi} = \text{const}$ , а возникающие после предыдущего сброса нагрузки колебания происходят со сменой знака упругого момента [1]. Для реальных коэффициентов распределения инерционных масс привода валков  $\gamma = 1.1-1.3$ , когда момент инерции якоря прокатных двигателей многократно превышает приведенный момент инерции валков ( $J_1 \gg J_2$ ), коэффициент динамичности может достигать значений  $K_d \geq 3.0$  даже при захвате металла без размыкания зазоров в передаче для крайне неблагоприятных начальных условий движущихся координат МП [2, 3].

Поскольку переходные процессы в приводе стана горячей прокатки вызывают знакопеременное изменение величины упругого момента, приводящее к выходу из строя базовых деталей, то, рассматривая уравнение кривой выносливости [4], можно определить прогнозируемые сроки службы деталей механической передачи для того или иного варианта реализации электромеханической системы (ЭМС).

Переходные процессы в приводе СГП вызывают знакопеременное изменение величины упругого момента, приводящее к выходу из строя базовых деталей, и, рассматривая уравнение кривой выносливости, можно определить прогнозируемые сроки службы деталей механической передачи для того или иного варианта реализации ЭМС.

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{\sigma_i^m \Omega_{12}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости;

$N_0$  – базовое число циклов нагружения;

$\sigma_i$  – амплитуда (отклонение) колебаний упругого момента;

$m$  – показатель кривой выносливости.

Из соотношения (1) следует вывод, что повысить срок службы элементов механической части можно как за счет снижения амплитуды динамической составляющей  $\sigma_i$ , достигаемого увеличением значений коэффициента демпфирования  $\zeta$ , так и проектированием механических передач с пониженным значением частоты  $\Omega_{12}$ . В таблицах 1 и 2 приведены результаты расчета в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения частоты (изменение жесткости компонентов механической передачи, моментов инерции) и амплитуды колебаний за счет электромеханического демпфирования для базового срока службы  $T_0$ .

Таблиця 1. Результати расчета срока службы деталей механических передач в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения частоты колебаний

№ п/п	Частота колебаний $\Omega_{12}$	Амплитуда колебаний	Показатель $m$	Срок службы
1	$\Omega$	$\sigma_i = \text{const}$	3	$T_0$
2	$0.75\Omega$			$1.33T_0$
3	$0.7\Omega$			$1.43T_0$

Таблиця 2. Результаты расчета срока службы деталей механических передач в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения амплитуды колебаний

№ п/п	Частота колебаний $\Omega_{12}$	Амплитуда колебаний	Показатель $m$	Срок службы
1	$\Omega = \text{const}$	$\sigma_i$	3	$T_0$
2		$0.8\sigma_i$	4	$2.44T_0$
3		$0.8\sigma_i$	5	$3.05T_0$

Так, даже незначительное снижение амплитуды момента в упругом звене на 20% при показателе кривой выносливости  $m = 3$  дает увеличение срока службы в 1.95 раза (уже для  $m = 4$  срок службы механических элементов увеличивается в 2.44 раза,  $m = 5$  – в 3 раза соответственно). Конструирование механической передачи с уменьшением частоты на 20% дает увеличение срока службы лишь в 1.25 раза. При этом следует помнить о прочностных резервах механической передачи, т.к. снижение  $\Omega$  достигается уменьшением жесткости.

#### Литература

- 1 Динамика крупных машин: под ред. В. И. Соколовского. – М.: Машиностроение, 1969. – 512 с.
- 2 Выдрин В. Н. Динамика прокатных станов / Выдрин В. Н. – Свердловск: Металлургиздат, 1960. – 255 с.
- 3 Дружинин Н. Н. Непрерывные станы, как объект автоматизации / Дружинин Н. Н. – М.: Металлургия, 1967. – 250 с.
- 4 Смирнов В. В. Механика приводов прокатных станов / В. В. Смирнов, Р. А. Яковлев. – М.: Металлургия, 1977. – 216 с.



УДК 621.787:620.178.162

**Ігор Гурей, професор; Тетяна Гурей**

Національний університет «Львівська політехніка», 79013, м. Львів, вул. С Бандери, 12

### **ВПЛИВ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ПАЛЬЦІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ КОНВЕЙЄРІВ**

Ihor Hurey; Tetyana Hurey

### **THE INFLUENCE OF SURFACE HARDNING OF PINS ON THE LONGEVITY OF HAULING CHAINS OF CONVEYORS**

*It is show that the friction strengthening essentially increases the conveyors chain durability. Thus, under friction without lubrication the wear-resistance of a pair of 40HN2MA and 40HN2MA steel increases more than in 8 times after friction strengthening as compare with non-strengthening one. Only one part of pair, more technological, was strengthened. Experimental industrial control showed that the strengthened axes wear-resistance was less in more than 4 times and that of plates more than 2 times as compared with parts of the industrial conveyors chain.*

Довговічність ланцюгів конвеєрів має суттєве значення для машинобудування і лімітується в основному зносом деталей шарніру. Низька їх довговічність призводить до великих затрат на їх виготовлення і до простоїв конвеєрів, пов'язаних з їх ремонтом. Тому підвищення зносостійкості шарнірів є важливою і актуальною задачею.