

УДК 62.83.52.0313

А.А. Ткаченко,  
А.В. Осичев, канд. техн. наук

Украина  
Харьков

Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”

## АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ДВУХПРИВОДНОМ СКРЕБКОВОМ КОНВЕЙЕРЕ СР72 В РАЗЛИЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ

*Проведен сравнительный анализ динамических процессов в одно- и двухприводном скребковом конвейере по результатам компьютерного моделирования. Представлены трехмерные пространственно-временные диаграммы динамических усилий в цепи, отображающие пуск конвейера и процесс заклинивания. Построены обобщающие зависимости пиковых натяжений цепи от места ее заклинивания по длине конвейера.*

*Проведено порівняльний аналіз динамічних процесів в одно- та двоприводному скребковому конвеєрі за результатами комп'ютерного моделювання. Представлені тривимірні просторово-часові динамічні діаграми зусиль в ланцюзі, які відображають пуск конвеєра та процес заклинювання. Побудовані узагальнюючі залежності пікових тягень ланцюга від місця його заклинювання вздовж конвеєра.*

*The comparative analysis of dynamic processes is lead to one- and double-drive the longwall armored face conveyor by results of computer modeling. The three dimensional space-time dynamic processes of forces in chain displaying start-up of the conveyor and jamming are presented. Generalizing curves of peak tension of working body depending on the places of its jamming on length of the conveyor are obtained.*

Процесс внедрения современных автоматизированных электроприводов в работающих таких ответственных механизмах горнодобывающего комплекса, как скребковые конвейеры, продвигается относительно медленно, в частности в связи с необходимостью учета трудно измеряемых величин натяжений рабочего органа, особенно в аварийных режимах, которые могут привести к поломке оборудования. Поэтому актуальной является задача исследования работы скребкового конвейера на его компьютерной модели.

Целью работы является сравнительный анализ динамических процессов в электроприводе одно- и двух-приводного конвейера по результатам компьютерного моделирования в различных режимах работы.

Расчет динамических процессов проведем на разработанной ранее [2] компьютерной модели скребкового конвейера СР72, длина которого  $L = 100$  м, производительность  $\Pi = 600$  т/ч, количество цепей – 2, калибр цепи –  $18 \times 64$ , масса погонного метра 2-х цепей со скребками –  $18$  кг/м, погонная масса транспортируемого груза –  $100$  кг/м, угол наклона конвейера  $\alpha = 0^\circ$ , приводной асинхронный двигатель мощностью  $P_{\text{н}} = 55$  кВт (один или два в зависимости от кинематической схемы), скорость транспортирования груза  $v_{\text{ном}} = 0,95$  м/с. Модель позволяет исследовать прямой пуск конвейера, его работу на определенной скорости транспортирования, а также заклинивание цепи от различных причин.

На рис.1,а представлены трехмерные пространственно-временные диаграммы динамических процессов усилий  $F(x, t)$  в цепи, рассчитанные в модели незагруженного скребкового конвейера без гидромолфты при пуске от одного асинхронного двигателя, расположенного в голове конвейера. Предварительное натяжение цепи в модели  $F_{\text{пн}} = 44$  кН, провис отсутствует, моделируемая цепь обладает упругостью при растяжении и “сжатии” относительно уровня предварительного натяжения.

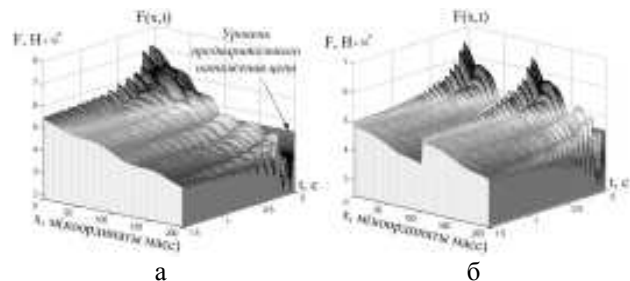


Рис.1. Динамические усилия в цепи при пуске конвейера: а – одноприводной; б – двухприводной

Из графика (рис.1,а) видно, что в момент пуска конвейера от приводной звездочки (с точки набегания) по рабочей ветви распространяется волна растяжений, которая вызывает увеличение нагрузок в цепи. Максимальные динамические усилия ( $72$  кН с учетом  $F_{\text{пн}}$ ) действуют возле приводной станции и уменьшаются по мере приближения к натяжному устройству, где практически обращаются в нуль. Далее волна продолжает движение по холостой ветви, отражается от приводной звездочки и возвращается обратно. Отражения от звездочки натяжного устройства не происходит, поскольку её момент инерции существенно меньше момента инерции двигателя, конвейер не загружен и скорость волны по всей длине рабочего органа неизменна  $a \approx 3300$  м/с. Аналогично с точки сбегания по холостой ветви распространяется волна “сжатий” относительно уровня предварительного натяжения цепи. В один и тот же момент в любом из сечений трассы конвейера колебания усилий с частотой  $8,33$  Гц в рабочей и холостой ветвях противоположны по знаку, то есть совершаются противофазно. После разгона конвейера возникшие колебания затухают, двигатель передает тяговое усилие на рабочую и холостую ветви, максимальная нагрузка в цепи в точке набегания возле приводной станции равна  $10$  кН без учета  $F_{\text{пн}}$ .

На рис.1,б представлены трехмерные пространственно-временные диаграммы динамических процессов усилий  $F(x, t)$  в цепи двухприводного конвейера, где головной привод расположен в начале конвейера, а хвостовой – в его конце. При такой кинематике конвейера падающие волны на рабочей и холостой ветвях отражаются от хвостового двигателя и проходят в 2 раза меньшее расстояние, что способствует удвоению частоты возникших колебаний до 16,66 Гц. Таким образом, характер динамических нагрузок отдаленно на рабочей и холостой ветвях двухприводного конвейера аналогичен процессам по всей цепи одноприводного конвейера, длина которого меньше в 2 раза, что соответствует [4]. В установившемся режиме головной привод двухприводного конвейера передает тяговое усилие только на рабочую ветвь, поэтому максимальные нагрузки в цепи в точках набегания обеих незагруженных ветвей уменьшаются в 2 раза по сравнению с одноприводным конвейером и составляют 5 кН без учета  $F_{\text{пн}}$ , что соответствует [3].

Выполним расчет динамических процессов в одно- и двухприводном скребковом конвейере при заклинивании рабочего органа по причине попадания скребка в рештак, как наиболее опасного для цепи и кинематических звеньев аварийного режима. После разгона конвейера и выхода его на рабочую скорость моделируется мгновенный останов скребка посередине рабочей ветви, который глухо садится в порог рештака и дальше двигаться не может. В этом случае образуется модель с заделкой точки рабочего органа и связью через упругую кинематическую цепь с распределенной массой. Результаты расчета такого вида заклинивания в одноприводном конвейере приведены на рис.2,а.

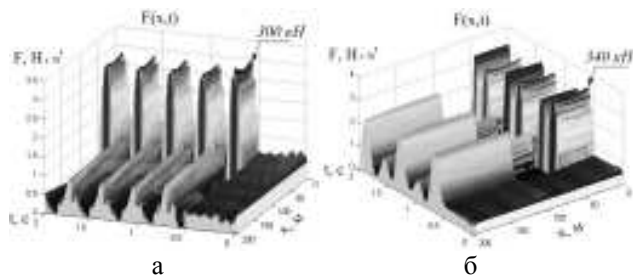


Рис.2. Динамические усилия в цепи конвейера при заклинивании: а – одноприводной; б – двухприводной

Из графика рис.2,а видно, что мгновенный останов скребка вызывает значительные колебания усилий в цепи на участке от точки заклинивания к приводной станции. Первый пик усилий амплитудой 300 кН с учетом  $F_{\text{пн}}$  вызван волной растяжений, распространяющейся от места заклинивания к приводной станции и отражающейся от нее. В этот момент привод резко нагружается дополнительным динамическим усилием, в 5 раз превышающим  $M_{\text{ном,дв}}$  и опрокидывается, не преодолев причину заклинивания. Резкое снижение момента асинхронного двигателя при его работе на неустойчивой ветви механической характеристики приводит к появлению волны “сжатий”, которая теперь распространяется от двигателя к месту заклинивания. Процесс “растяжений-сжатий”

повторяется, устанавливаются незатухающие автоколебания (при включенном двигателе) с амплитудой, превышающей разрывное усилие цепи калибра 18×64 конвейера СР72, равное 252 кН. Значительно меньшие по амплитуде (до 100 кН с учетом  $F_{\text{пн}}$ ) колебания усилий возникают на участке цепи от точки заклинивания в сторону натяжной станции и далее по холостой ветви, так как волна “сжатий” (а потом растяжений) проходит в 3 раза более длинный отрезок конвейера.

Динамические процессы усилий при заклинивании цепи двухприводного конвейера показаны на рис.2,б. Из графика видно, что максимальная амплитуда первого пика усилий в цепи возле головного привода на 40 кН (на 13 %) выше, чем для одноприводного конвейера и равна 340 кН с учетом  $F_{\text{пн}}$ . Такое увеличение динамических усилий в момент заклинивания вызвано прибавлением статического усилия хвостового привода с учетом сил сопротивления движению цепи через холостую ветвь, что совпадает с [1]. Обобщение результатов моделирования (рис.3) подтвердило снижение максимальных усилий в цепи по мере отдаления точки заклинивания от головного привода до уровня 280 кН, не исключая, однако, порыв цепи.

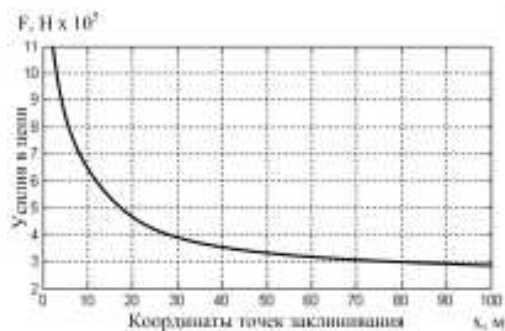


Рис.3. Зависимость максимальной величины динамических усилий в цепи возле головного привода от места заклинивания

Нагружение хвостового привода динамическим моментом в 4 раза превышающим  $M_{\text{ном,дв}}$  и приводящим к его опрокидыванию происходит за счет волны растяжений, распространяющейся к нему по холостой ветви от головного привода и отражающейся обратно. При этом амплитуда колебаний усилий, возникающих на холостой ветви, не превышает 240 кН с учетом  $F_{\text{пн}}$ , т.е. не приводит к разрушению цепи.

Колебания усилий на участке конвейера от хвостового привода до точки заклинивания возникают, когда момента привода недостаточно для преодоления нагрузки со стороны холостой ветви и находящаяся в ненапрянутом состоянии цепь ударно замыкается. Обобщение результатов моделирования (рис.4, кривая I) показало, что цепь остается не натянутой при заклинивании на расстоянии 15 м от хвостового привода. Заклинивание на остальном участке конвейера приводит к замыканию цепи и возникновению колебаний. Их амплитуда изменяется в пределах 120...195 кН с учетом  $F_{\text{пн}}$  в зависимости от места заклинивания.

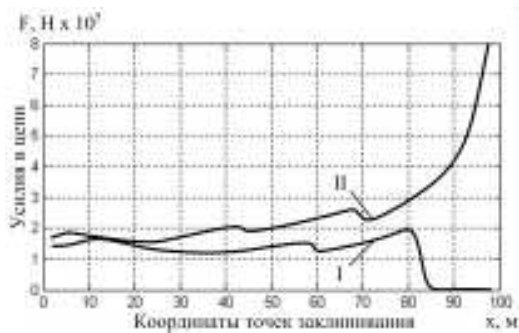


Рис.4. Зависимость максимальной величины динамических усилий в цепи возле хвостового привода от места заклинивания

Покажем влияние снижения момента хвостового асинхронного привода на амплитуду колебаний, возникающих на рассмотренном участке цепи. Для этого выполним расчет динамических процессов в двухприводном конвейере с учетом сопротивления проводов, что вызывает снижение напряжения на хвостовом двигателе на 20 % при пуске. Взаимное влияние двигателей через общую сеть рассматривать не будем, а точку заклинивания цепи в модели зададим на расстоянии 10 м от хвостового привода. Результаты моделирования приведены на рис.5.

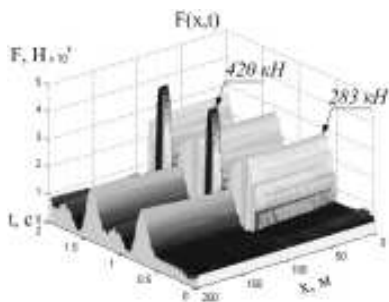


Рис.5. Динамические усилия в цепи конвейера при заклинивании с учетом сопротивления проводов

Из графика видно, что после опрокидывания хвостового двигателя при его максимальной отрицательной скорости и сниженном моменте на участке от точки заклинивания до хвостового привода за счет ударного смыкания ненапрянутой цепи возникают колебания усилий амплитудой 420 кН с учетом  $F_{\text{пр}}$ . Из обобщения результатов моделирования (рис.4, кривая II) следует, что амплитуда колебаний максимальна (в 2-3 раза превышает разрывное усилие цепи) возле хвостового привода и уменьшается по мере отдаления от него. Амплитуда пиков также уменьшается с уменьшением сопротивления питающих проводов.

### Выводы

1. В статье представлены результаты моделирования процессов пуска и аварийного заклинивания скребкового конвейера СР72 с одним и двумя приводами, выполнен сравнительный анализ динамических процессов натяжений цепи.

2. Характер динамических нагрузок отдельно на рабочей и холостой ветвях двухприводного конвейера аналогичен процессам по всей цепи одноприводного конвейера, длина которого меньше в 2 раза.

3. Максимальное натяжение цепи незагруженно-го двухприводного конвейера на рабочей и холостой ветвях в 2 раза меньше по сравнению с одноприводным при одинаковой их длине.

4. Максимальные нагрузки в цепи двухприводного конвейера СР72 при заклинивании от попадания скребка в решетку на 13 % выше по сравнению с одноприводным.

5. Выявлено возникновение ударного размыкания-замыкания цепи в конце рабочей ветви двухприводного конвейера при недостаточности электромагнитного момента, развиваемого хвостовым асинхронным двигателем.

6. Построены обобщающие зависимости величины пиковых натяжений цепи возле головного и хвостового приводов в зависимости от места заклинивания по длине конвейера.

### Список использованной литературы

1. Леусенко А.В. Скребковые конвейеры: Справочное пособие / А.В.Леусенко, Г.В.Высоцкий, Б.А.Эйдерман. – М.: Недра, 1993.– 221с.
2. Осичев А.В. Оценка динамических свойств электропривода скребкового конвейера СР72 при различных причинах заклинивания его рабочего органа. / А.В.Осичев, А.А.Ткаченко // Темат. вып. «Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика» науч. техн. журналу «ЕЛЕКТРОІНФОРМ». – Львів: ЕКОінформ. – 2009.– С. 148-150.
3. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов / А.О.Спиваковский, В.К.Дьячков. – М.: Машиностроение, 1983.– 487 с.
4. Штокман И.Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / И.Г.Штокман. – М.: УГЛЕТЕХ-ИЗДАТ, 1959.– 287 с.

Получено 11.07.2011



Ткаченко  
Андрей Александрович,  
ассистент каф. «Автоматизированные эл.механические системы» Нац. техн. ун-та «ХПИ»,  
E-mail: magistramd@mail.ru



Осичев  
Александр Васильевич,  
канд. техн. наук, проф. каф.  
«Автоматизированные эл.механические системы»  
Нац. техн. ун-та «ХПИ»,  
E-mail: osichev@kpi.kharkov.ua