

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВНУТРЕННЕГО ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ ТЯГОВОГО ОРГАНА СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА И СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЕГО ПЕРЕМЕЩЕНИЮ НА ДИНАМИКУ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Одной из центральных проблем практического построения адекватных математических моделей сложных электромеханических систем чаще всего является отсутствие значений их параметров, оцененных хотя бы в рамках инженерной точности измерений. Поэтому при получении описания систем часто приходится базироваться на некоторых обобщенных или усредненных значениях параметров, известных из литературных источников. Для того, чтобы в этом случае доверять результатам моделирования, приходится проводить целую серию пробных расчетов, сопоставляя полученные динамические процессы при этих усредненных параметрах, с описанием особенностей динамики и технологического процесса и достаточно редко встречающимися опубликованными натурными осциллограммами. Только после этого можно принимать к дальнейшему моделированию уточненные таким способом значения параметров модели. Таким образом, задачей статьи является определение значений параметров модели скребкового конвейера, которые можно было бы использовать в дальнейшем для проведения моделирования и оценки динамических процессов.

К трудно идентифицируемым параметрам, в частности, для скребковых конвейеров относятся значения коэффициента сопротивления перемещению цепи и коэффициента внутреннего вязкого трения в ней. При этом диапазон изменения этих коэффициентов настолько широк, что это сказывается даже на форме динамических процессов в механизмах. Так, коэффициент внутреннего вязкого трения в прокатной стали эквивалентен логарифмическому декременту $\lambda = 0.03-0.07$ [1], он же для кинематических звеньев разных электроприводов соответствует декременту $\lambda = 0.1-0.3$ [2], в тяговом органе скребковых конвейеров по одним данным [3] для конструкций незагруженных конвейеров $\lambda = 0.24$ и $\lambda = 0.27$ для загруженных, а по другим $\lambda = 0.004$ [4] для их тяговой цепи.

Аналогичное положение дел с коэффициентом сопротивления перемещению тяговой цепи скребкового конвейера усугубляется влиянием на его величину сорта угля, влажности, уровня вибраций конвейера и др.

Усилия, возникающие в рабочем органе скребкового конвейера, зависят от коэффициента сопротивления перемещению $k_{\text{тр}}$ рабочего органа и груза по ставу конвейера. Известно, что с увеличением скорости транспортирования коэффициент сопротивления уменьшается [5, 6]. Основными причинами этого являются поперечные вибрации решетчатого става, собственно трение, наличие пространственной гибкости цепи, а также неравномерность ее движения из-за приводной звездочки [3]. Многочисленными экспериментами установлено, что в результате действительный коэффициент сопротивления перемещению тяговой цепи и груза меняется по длине става скребкового конвейера и зависит от амплитуды его поперечных вибраций. Поэтому для упрощения задачи исследования скребковых конвейеров принимают некоторое усредненное его значение [3] – зависимости коэффициента от скорости движения цепи, показанные на рис.1.

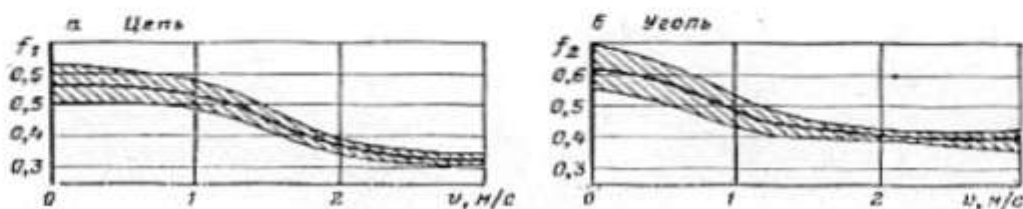


Рис. 1. Графики зависимости коэффициента сопротивления от скорости рабочего органа

Трехмерные пространственно-временные переходные характеристики скоростей в звеньях цепи при $k_{\text{тр}} = \text{const}$ были получены ранее для скребкового конвейера СР72 и представлены в работе [7].

Трехмерные пространственно-временные динамические характеристики скоростей и усилий в цепи, рассчитанные в модели с учетом падающего участка характеристики трения согласно рис.1 для скребкового конвейера СР72 показаны на рис.2, 3. Компьютерная модель соответствует кинематической схеме с одним приводным асинхронным двигателем, расположенным в голове конвейера. Моделируемая цепь в этом эксперименте обладает упругостью при растяжении и сжатии (цепь закольцована и натянута, провис отсутствует). Вязкость цепи (в паре элементов ее модели) принята малой: $\beta = 500$ Н·с/м. Это соответствует логарифмическому декременту $\lambda = 0.004$ для всей цепи, то есть демпфированию на уровне демпфирования в струне рояля, что, в принципе, не противоречит представлению о поведении натянутой стальной цепи. Пуск до номинальной скорости $v \approx 1$ м/с и рабочий процесс моделируется при незагруженном конвейере.

Из рис. 2 видно, что в рабочем органе конвейера при таком слабом демпфировании возникают и устанавливаются автоколебания (скоростей). Колебания носят нерелаксационный характер. При этом максимумы их амплитуд располагаются в пучностях стоячих волн и достигают значения $v=2$ м/с, что в два раза превышает рабочую скорость конвейера.

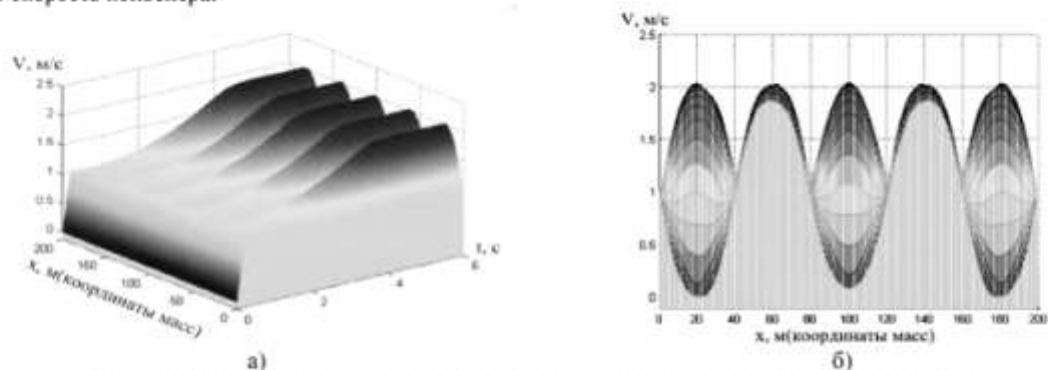


Рис. 2. Трехмерное представление динамических процессов скоростей элементов цепи

Длина стоячей волны автоколебаний равна 80 м. Частота автоколебаний близка к пятой собственной (либо к третьей резонансной частоте, так как две из них при незагруженном конвейере выпадают в закольцованной кинематической схеме) частоте колебаний механической части электромеханической системы и равна приблизительно 40 Гц. На первой и второй собственных частотах автоколебания не возбуждаются, так как в этой полосе частот, по видимому, достаточно сильно выражено демпфирующее влияние электропривода. Сходные процессы в скребковых конвейерах, сопровождающиеся выходом скорости на горизонтальные участки кривой сопротивления перемещению (рис. 1), с несколько меньшими амплитудами хорошо известны по наблюдениям за действующими установками [3].

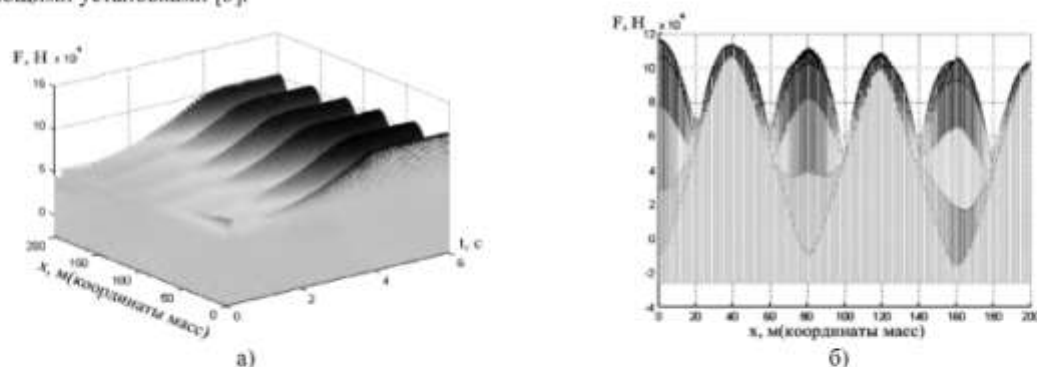


Рис. 3. Трехмерное представление динамических процессов усилий в цепи

Из рис. 3 видно, что возникшие автоколебания вызывают значительные динамические нагрузки в звеньях цепи. Максимальная нагрузка приходится на звенья, расположенные вблизи приводной станции и равна 118 кН. Эта величина вдвое меньше разрывного усилия рабочего органа, равного 252 кН, что формально не приводит к порыву цепи. Однако, как показывают исследования [3], разрушение цепи скребкового конвейера происходит, в основном, в результате воздействия на нее длительных периодических нагрузок, значительно меньших разрывного усилия вследствие усталостных явлений в металле, возникающих при работе конвейера. Средний срок службы цепи составляет 5-8 месяцев, а во влажной среде 1-1.5 месяцев [3].

Следует отметить, что при колебаниях скорости с частотой 40 Гц и амплитудой 1 м/с амплитуда колебаний ускорения составит $1 \text{ м/с} \cdot 2\pi \cdot 40 = 251 \text{ м/с}^2$. При таких ускорениях скребка он, замедляясь, будет отрываться от толкаемого угла, а затем, ускоряясь, - ударять по нему в случае транспортирования малого количества угля. Этот эффект не введен в модель, которая описывает процессы либо на холостом ходу конвейера, либо при условии достаточно плотного заклинивания транспортируемого угля между скребками при средней загрузке конвейера. При большом количестве угля возникает туннельный эффект [8] (движение слоев угля относительно друг друга), который в модели можно учесть коэффициентами участия аналогично [3].

Крутизна падающего участка кривой трения, а также коэффициент внутреннего вязкого трения β тяговой цепи существенно влияют на характер процессов в системе. Так, при $\beta=6000 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ (то есть, при относительно большом демпфировании в звеньях цепи $\lambda = 0.5$ и, соответственно, во всей цепи $\lambda = 0.05$) автоколебания в системе имеют малую амплитуду и медленно затухают (рис. 4, 5). Такой уровень внутреннего трения (демпфирования) тоже не является большим, так как он соответствует десятикратному демпфированию в струне рояля,

однако двух-четырекратно ниже, чем в механических системах приводов с учетом влияния всех остальных элементов конструкции (по данным [2,3]). Переходные процессы аналогичны полученным в модели при $\beta=500$ Н·с/м, но без учета падающего участка характеристики трения.

В различных описанных системах коэффициент вязкого трения лежит в пределах 500-25000 Н·с/м [1,2,3,4]. Поэтому с учетом проведенного моделирования для дальнейших исследований возьмем $\beta=1500-5000$ Н·с/м, как реальные, но наименее благоприятные с точки зрения величины динамических усилий, которые в дальнейшем предполагается оценивать в аварийном режиме заклинивания конвейера.

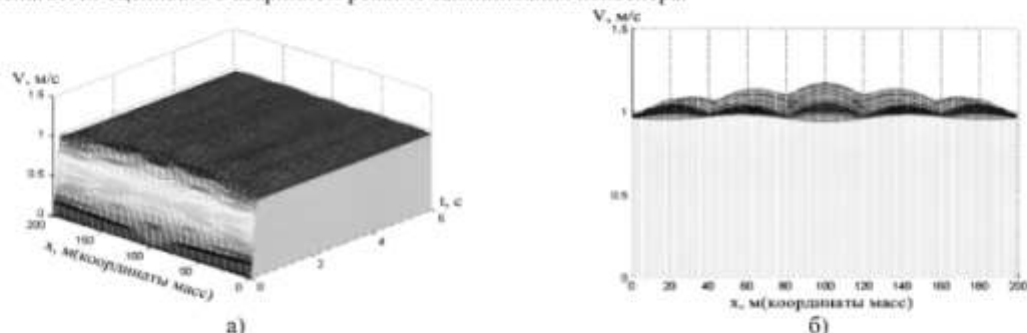


Рис. 4. Трехмерное представление динамических процессов скоростей элементов цепи

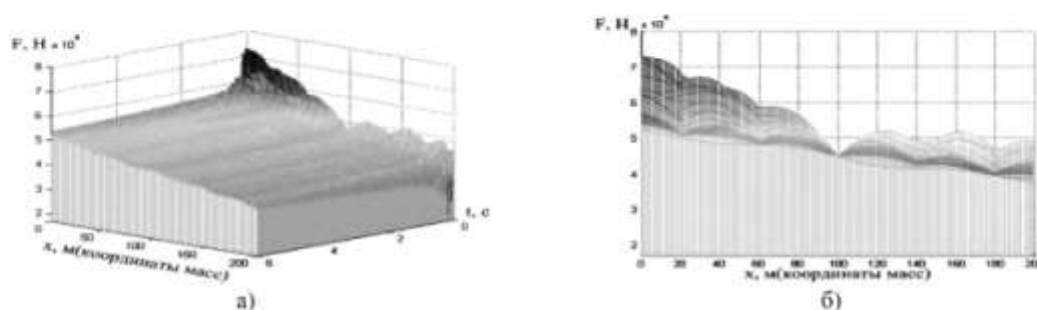


Рис. 5. Трехмерное представление динамических процессов усилий в цепи

Выводы

1. Для модели скребкового конвейера CP72 зависимость кривой коэффициента сопротивления перемещению от его скорости можно учесть согласно рис.1, а коэффициент внутреннего вязкого трения – принять в диапазоне $1500 < \beta < 20000$ Н·с/м. При этом динамические процессы в модели конвейера в целом будут соответствовать известным из литературных источников, и она может быть использована для дальнейших исследований в различных режимах, в том числе аварийных.

2. Графики динамических процессов, полученные в ходе моделирования и показанные на рис. 2, 3 б) являются пространственной формой фрикционных автоколебаний в модели системы с распределенными параметрами.

Литература

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Политехника. 1990. – 272 с.
2. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода – М.: Энергия, 1979. – 616 с.
3. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом, М., “Недра”, 1976. - 160 с.
4. David H. Waage. Modeling of an Armored Face Conveyor. Department of Mechanical Engineering The University of Queensland. Masters of Engineering Science Thesis August 19, 2002.
5. Перминов Г.И. Влияние скорости транспортирования на сопротивление движению тягового органа скребкового конвейера. – В кн.: Транспорт шахт и карьеров. М., “Недра”, 1971, с. 154-157.
6. Guder H. Untersuchungen zu Treigen der Auslegung und sostruktion von Ketten Kratrerforderern. Glukauf – Forschung, 1969. 30, s. 426-430.
7. Осичев А.В., Ткаченко А.А. Разработка семейства компьютерных моделей для исследования динамических процессов в электроприводах скребковых конвейеров. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2008. – Вип. 3/2008 (50) частини 2. 182 с.– С. 154-157.
8. Lloyd A. Morley, Jeffrey L. Kohler, Harold M. Smolnikal. A Model for Predicting Motor Load for an Armored Face-Conveyor Drive. // IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS. Juli/August 1988. S. 649 – 659.