

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФГБОУ ВО
«МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»**



**ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ,
СТРОИТЕЛЬНЫЕ, ДОРОЖНЫЕ,
ПУТЕВЫЕ МАШИНЫ И
РОБОТОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ**

**Материалы XX Московской международной
межвузовской научно-технической
конференции студентов, аспирантов и
молодых ученых
(14-15 апреля 2016 г.)**



Москва 2016

УДК 621.86
ББК 39.9
П 45

Оргкомитет конференции выражает благодарность ОАО «Московское речное пароходство» за помощь в издании материалов конференции

П 45 **Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы:** Материалы XX Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. М.:МГАВТ, 2016. – 258 с.: ил.

ISBN 978-5-905637-15-5

Сборник материалов докладов участников XX Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы», посвященной 35-летию МГАВТ-а и 100-летию доктора технических наук, профессора, заслуженного деятеля науки и техники, выдающегося ученого в области подъемно-транспортной техники М.П. Александрова.

Печатается в авторской редакции.

УДК 621.86
ББК 39.9

ISBN 978-5-905637-15-5

© МГАВТ, 2016

ров безопасности и методик оценки соответствия этих параметров. Одна из основных причин выхода из строя грузоподъемных машин, это усталостное разрушение металлоконструкций, являющееся следствием действия циклических нагрузок, возникающих как результат сложения внешних воздействий и собственных колебаний системы в ответ на эти воздействия. Дополнительные циклы нагружения, вызванные колебаниями снижают ресурс металлоконструкций, что никак не учитывается в действующих методических документах.

Причиной возникновения собственных колебаний, как правило, являются импульсные воздействия, которые возникают вследствие внутренних и внешних факторов.

К внешним факторам возникновения импульсного воздействия относят ветровую нагрузку, а так же нагрузку возникающую вследствие сейсмических воздействий.

К внутренним факторам возникновения импульсного воздействия относят колебания возникающие, вследствие неравномерной работы механизмов.

Причины возникновения таких колебаний делят на два вида:

1. Связанные с дефектами механизмов (заедание в шарнире, разрушение шариков в подшипнике и т. д.).

2. Связанные с особенностями штатной работы механизмов (пусковые нагрузки, неравномерность движения).

Данными колебаниями нельзя пренебрегать при расчете металлоконструкции подъемно-транспортных машин. Цель дальнейшей работы – исследование влияния собственных колебаний, возникающих при работе грузоподъемной машины, на ресурс ее металлоконструкции.

Исследования проводились на натурной кран-балке с использованием датчиков ускорения (акселерометров) и тензодатчиков. Обработка результатов проводилась в программе MathCAD.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРАЦИОННОГО ПИТАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ

Иванов Д.А., студент

Научный руководитель Игнаткина Е.Л., ассистент кафедры горнозаводского транспорта и логистики

Государственное высшее учебное заведение «Донецкий национальный технический университет», Украина, ДНР

В различных отраслях промышленности широкое применение получили уравновешенные двухмассовые вибротранспортные машины в виде грохотов, конвейеров и питателей. Особенность этих машин заключается в том, что обе колеблющиеся массы могут являться рабочими транспортирующими органами. Вибропитатель представляет собой лоток, который подвешен на амортизаторах под бункером и с помощью электромагнитного вибратора приводится в колебательное движение. Груз перемещается на вибрационных питателях под действием большой частоты рабочего органа (лотка) и колебаний малой амплитуды. На горных предприятиях, в основном, применяются подвесные электровибрационные питатели, частота колебаний которых составляет до 3000 мин^{-1} и амплитуда - $1,5...5,0 \text{ мм}$.

Количественное исследование этой системы, позволяющее создавать модели - затрудняет получение общих закономерностей, определяющих свойства и характеристики системы. Более эффективно эта задача решается аналитическим путем.

Основная цель анализа, являющегося ключевым компонентом обработки сигналов,

заключается в сравнении этих сигналов для выявления их различия и сходства. Расчетная схема такой системы представлена на рис. 1. Эта схема отличается от системы с опорными упругими связями отсутствием опорных упругих связей с жесткостью c_2 .

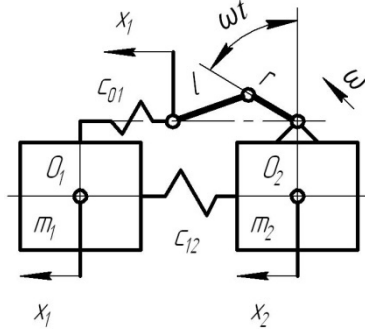


Рис. 1 Расчетная схема уравновешенной двухмассовой системы

Необходимость иметь равные амплитуды колебаний нижней и верхней массы вызывает использование обеих масс в качестве грузонесущих органов. Это требование приводит к необходимости того, чтобы массы обоих грузонесущих органов были одинаковы, благодаря чему уменьшается общая масса машины и увеличивается в два раза ее производительность [2].

Для получения дифференциальных уравнений движения системы в уравнениях, составленных для схемы с опорными упругими связями [3] при $c_2 = 0$ система принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + \mu(c_{01} + c_{12})(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + (c_{01} + c_{12})(x_1 - x_2) &= \mu c_{01} \dot{x}_0 + c_{01} x_0; \\ m_2 \ddot{x}_2 - \mu(c_{01} + c_{12})(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - (c_{01} + c_{12})(x_1 - x_2) &= -\mu c_{01} \dot{x}_0 - c_{01} x_0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где μ – коэффициент внутренних сопротивлений при деформации осевого сжатия упругой связи; O_1 – центр тяжести грузонесущего органа; O_2 – центр тяжести рамы; m_1 – приведенная масса грузонесущего органа относительно главной центральной оси O_1 ; m_2 – приведенная масса рамы относительно главной центральной оси O_2 ; c_{01} – приведенная динамическая жесткость упругих связей привода; c_{12} – приведенная динамическая жесткость основных упругих связей; x_1 – абсолютное перемещение центра тяжести грузонесущего органа; x_2 – абсолютное перемещение центра тяжести рамы; x_0 – перемещение конца шатуна относительно рамы.

При сложении обоих уравнений системы (1), получим: $m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = 0$.

Совершаемую за цикл колебаний работу следует определить как функцию параметров движения системы $W = \pi c_{01} r (A_1 \cos \psi_2 - A_2 \cos \psi_1)$, в которой углы сдвигов фаз между возмущающими перемещениями шатуна привода x_0 и перемещениями x_1 и x_2

Упрощенно работу можно найти как $W_{\max} = \pi \cdot c_{01} \cdot r \cdot A$.

Так как необходимая, для поддержания колебаний, мощность определяется как $N = W / T$, где $T = 2\pi / \omega$ – период одного цикла колебаний, то с учетом имеем:

$$N = \frac{1}{2} c_{01} r \omega (A_2 \cos \psi_2 - A_1 \cos \psi_1).$$

Соответственно мощность вычисляется следующим образом:

$$N = \frac{1}{2} \cdot c_{01} \cdot r \cdot \omega \cdot A.$$

В итоге получена математическая модель на основании проведенных исследований, которая позволяет определять мощность, необходимую для поддержания колебаний и работу, совершаемую возмущающей силой привода за один цикл колебаний. Анализ приведенной математической модели показал рациональное сочетание параметров для правильной работы вибропитателя с электромагнитным приводом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Техника и технология погрузки, разгрузки, транспортирования и складирования в энергоёмких производствах / Под ред. В. А. Будишевского, А. А. Сулимы. – Донецк, 2000. – 329 с.
2. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве.– М.: Недра, 1992. – 319 с.
3. Афанасьев А.И. Энергозатраты при работе грохотов и питателей с линейным электромагнитным вибровозбудителем / А.И. Афанасьев, А.Ю. Закаменных, А.А. Чиркова // Известия вузов. Горный журнал. –2010. –№ 3. – С. 59-63.
4. Подземный транспорт шахт и рудников / Под ред. Г.Я. Пейсаховича, И.П. Ремизова. – М.: Недра, 1985. – 566 с.
5. Проектування транспортних систем енергоємних виробництв / В.О. Будішевський, В.О. Гутаревич, О.О. Пуханов та ін.; ред. В.О. Будішевський, А.О. Суліма.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТРУБЧАТЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Ильясова А. К., магистрант, Жумадилдаева Ш.Г., студент
 Научный руководитель Сазамбаева Б.Т. д-р. техн. наук, проф.
 Научный консультант Куанышев Г.И. канд. техн. наук, доцент
 Казахский Национальный Исследовательский Технический Университет имени К.И. Сатпаева (КазНТУ) Казахстан

Существенным недостатком ленточных конвейеров традиционной конструкции является: взаимодействие транспортируемого груза, находящегося на ленте, непосредственно с окружающей средой, при этом происходит ее постоянное загрязнение пылящим грузом, а сам груз подвергается внешним воздействиям [1,6]. Как полностью герметичная транспортная установка трубчатый ленточный конвейер являются весьма перспективным решением при создании экологически чистых систем транспортирования в сложных условиях. В связи с этим многими зарубежными [2], Российскими [1,3,4] учеными проводятся исследования, связанные с проектированием и расчетом трубчатых ленточных конвейеров для транспортирования опасных для здоровья грузов в закрытой форме.

В своей основе трубчатый конвейер, рисунок 1, научно исследовательские разработки которой проводятся в КазНТУ имени К.И.Сатпаева [6,7] является усовершенствованной версией обычного ленточного конвейера, где конвейерная лента установлена таким образом, что в поперечном сечении образует контур почти правильной ок-