

УДК 621.874

Швачунов А.С. аспирант, Дорохов Н.Ю. к.т.н.,

Периг А.В. к.т.н., Стадник А.Н. доц.

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ ПОЛИСПАСТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ПОДЪЕМЕ ГРУЗА ВО ВРЕМЯ ОБРЫВА КАНАТА

В цехах и на производственных площадках машиностроительных предприятий при эксплуатации мостовых кранов, на протяжении ряда лет, происходят аварии по причине выхода из строя (разрушения) элементов 1-й группы, к которым относятся стальные подъемные канаты [1]. Аварии мостовых кранов из-за отказов подъемных канатов приводят к значительным социальным ущербам. В связи с этим возникает необходимость усовершенствования механизмов подъема кранов мостового типа. Несмотря на то, что вопросам безопасности эксплуатации мостовых кранов постоянно уделяется большое внимание, в частности, нормативными документами по промышленной безопасности предусмотрены периодический осмотр и дефектоскопия подъемных канатов, остаётся ряд нерешённых проблем. Так, например, нет достаточного теоретического обоснования частоты проведения обследования канатов, ряд дефектов крановых канатов, способных вызвать разрушение, не выявляются в начальный период эксплуатации канатов, практически отсутствуют методы прогнозирования влияния качества канатов на безопасность эксплуатации мостовых кранов.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы: В.Ф. Семенюк, М.И. Стукаленко, А.М. Стукаленко [2]; Божко А.Г., Винников А.И., Иванов А.П. [3]; Шершнев В.В., Абрамов Б.Н. [4] и др.

В таком случае эффективным является оснащение мостового крана уравнильным барабаном, уравнильное устройство которое должно обеспечить снижение расчётных динамических нагрузок, возникающих после обрыва каната, до величин, гарантирующих надёжное удержание груза. Точность определения величины динамических нагрузок влияет не только на надёжность работы уравнильного барабана, но и на габаритные размеры и металлоёмкость узла уравнильного барабана, что, в конечном счёте, сказывается на металлоёмкости грузовой тележки и крана в целом.

Целью работы является повышение безопасности эксплуатации кранов мостового типа путём совершенствования уравнильного тормозного барабана, входящего в конструкцию механизма подъема груза.

Теоретические исследования динамических процессов, происходящих в грузоподъемных машинах, выполняются по динамическим моделям, которые должны адекватно отражать соединение дискретных масс упругими связями. В известной динамической модели, применяющейся для исследования динамических процессов в мостовом кране при подъеме и опускании груза, не учитывается упругая связь груза с металлоконструкцией, т.к. полиспастный подвес представлен в виде одной упругой связи "груз – привод". Предложена динамическая модель мостового крана, которая учитывает связь груза с металлоконструкцией в результате того, что полиспастный подвес представлен в виде двух упругих связей: "груз – привод" и "груз – металлоконструкция". Это позволяет более точно исследовать динамические процессы, происходящие в мостовом кране при работе механизма подъема, что имеет большое значение при решении задачи предотвращения аварии крана в случае обрыва каната. В этом случае эффективным является оснащение мостового крана безопасным сдвоенным полиспастом, уравнительное устройство которого должно обеспечить снижение расчётных динамических нагрузок, возникающих после обрыва каната, до величин, гарантирующих надёжное удержание груза. Точность определения величины динамических нагрузок влияет не только на надёжность работы безопасного сдвоенного полиспаста, но и на габаритные размеры и металлоёмкость узла уравнительного устройства, что, в конечном счёте, сказывается на металлоёмкости грузовой тележки и крана в целом. Рассмотрим режим динамического нагружения мостового крана — подъем груза с основания с подхватом, когда наиболее часто на кран действуют максимальные динамические нагрузки, что увеличивает вероятность обрыва каната. Динамическая модель подъема груза мостового крана при обрыве каната с уравнительным барабаном соответствует послеотрывной стадии движения груза, когда при нормальной работе крана значение указанных нагрузок максимальное (см. рисунок 1)[5].

Приведенная динамическая модель мостового крана с уравнительным тормозным барабаном в механизме подъема груза при обрыве каната. (рисунок 1, а), при обрыве одной ветви каната и срабатывании уравнительного барабана (рисунок 1, б) и при аварийной остановке (рисунок 1, в).

При этом m_1 - приведенная к середине пролета масса кранового моста с тележкой;

m_K - приведены к канатам массы вращающихся частей механизмов подъема;

m_G - масса груза ,

S_m, C_k - коэффициенты жесткости кранового моста и каната;

D_k - коэффициенты демпфирования кранового моста и каната;
 X_r перемещение груза;
 Δ - расстояние которое проходит подвеска после обрыва одной из ветвей каната.

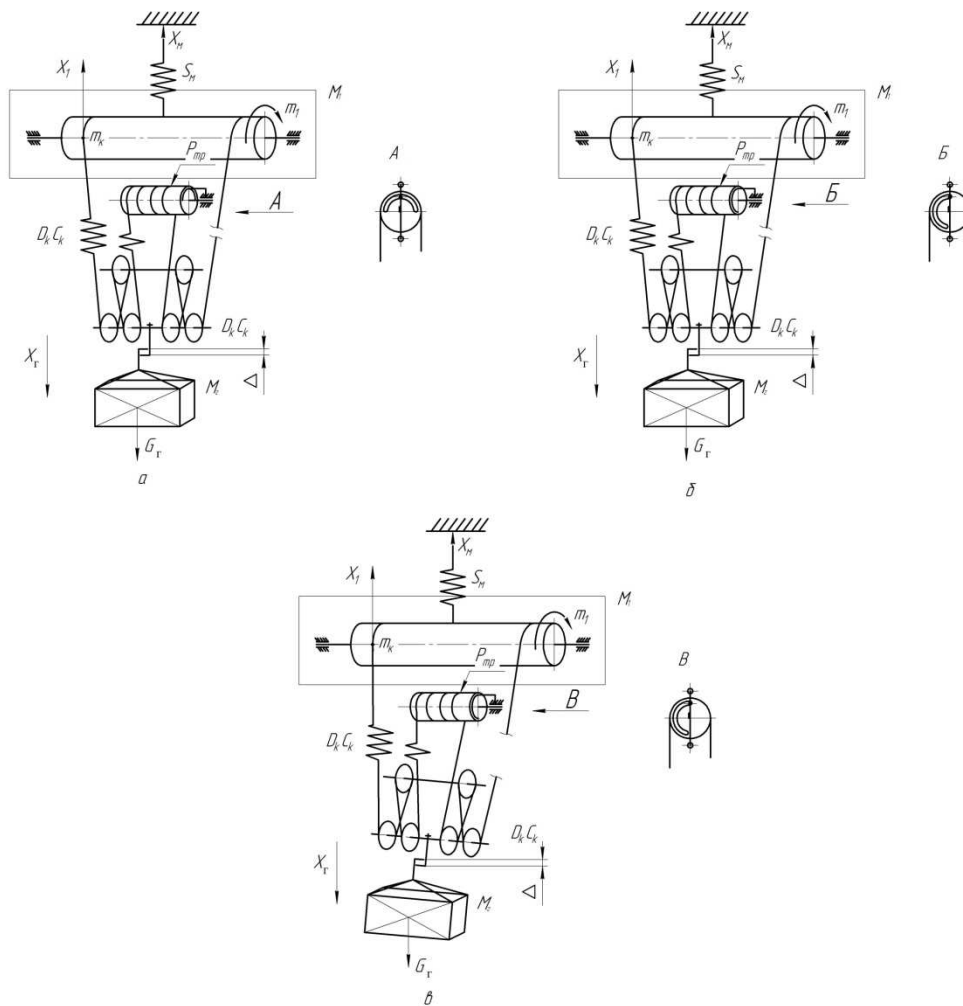


Рисунок 1 – Динамическая модель подъема груза мостовым краном после обрыва каната

На рисунке 2 изображена схема уравнительного тормозного барабана крана мостового типа состоящая из барабана механизма подъема груза 1, канат 2, который запасовывается на блоки 3, на уравнительный барабан (барабан имеет ограниченный ход $\approx 90^\circ$) 4, тормозные колодки с рычагами 5, и на крюковой подвески 6, паз 7 для установки рычага 8, что предотвращает проворачивание барабана более чем на угол 45° [6].

При обрыве одной из ветвей каната происходит резкое опускание груза при этом уравнивательный барабан 4 имеет возможность повернуться на угол не более 45° , и после чего тормозится рычагом 8, груз удерживается канатом за счет сил трения, возникшие между канатом и уравнивательным барабаном.

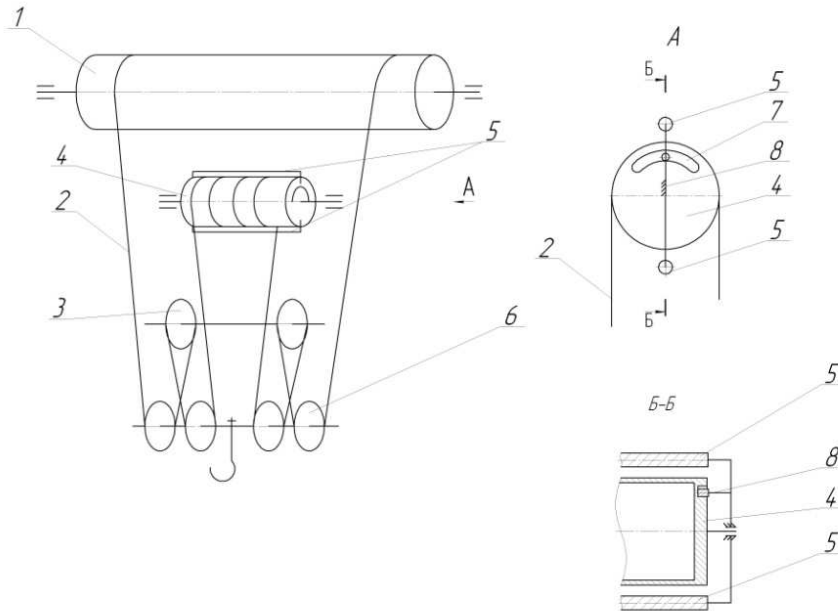


Рисунок 2 - Схема уравнительного тормозного барабана

На рисунке 3 изображена упрощенная схема обрыва каната. Где два каната AD и BE, массы которых m , а длины l , в точках A и B прикреплены шарнирами к горизонтальной плоскости. Эти канаты в точках D и E шарнирно соединены со стержнем DE такой же длины и массы. Пренебрегая трением в шарнирах, определим частоту и период колебаний этой системы при обрыве одной из ветвей каната.

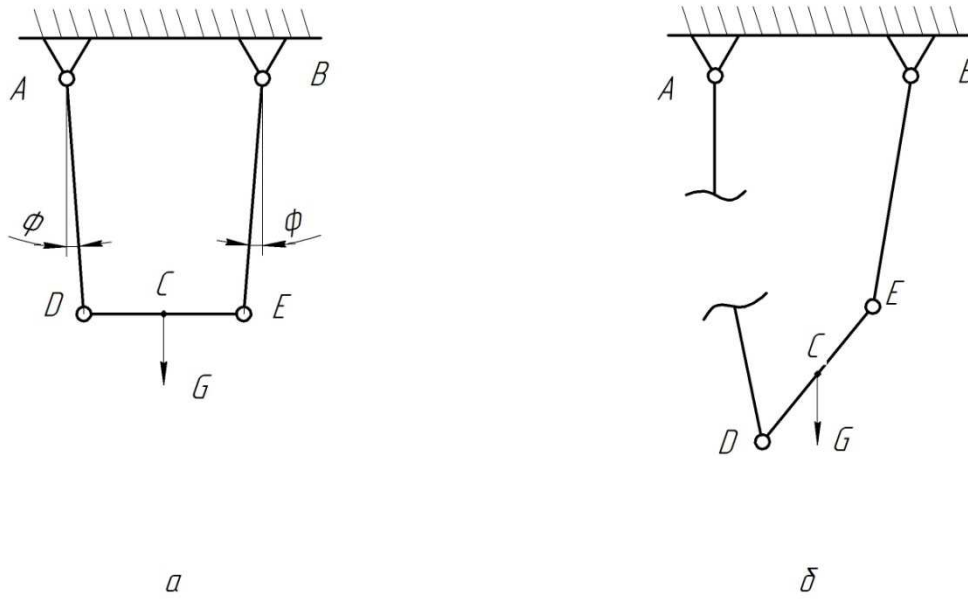
Примем за обобщенную координату системы угол φ , составленный осью каната AD с вертикалью. Очевидно, что угол, образованный осью каната BE с вертикалью, также равен φ .

Кинетическая энергия системы определяется следующим выражением:

$$T = \frac{J_1 \omega^2}{2} + \frac{J_2 \omega^2}{2} + \frac{m_3 l^2 \omega^2}{2} \quad (1)$$

Так как

$$J_1 = J_2 = \frac{ml^2}{3}, \quad (2)$$



а - до обрыва каната, б - после обрыва каната
Рисунок 3 – Модель процесса обрыва каната

То

$$T = \frac{1}{2} \left(2 \frac{ml^2}{3} + ml^2 \right) \omega^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{5}{3} ml^2 \right) \dot{\varphi}^2 \quad (3)$$

Потенциальная энергия системы определяется как сумма потенциальных энергий всех трех стержней в поле сил тяжести [7].
Имеем:

$$h_1 = h_2 = \frac{l}{2} (1 - \cos \varphi), \quad h_3 = l (1 - \cos \varphi), \quad (4)$$

$$\Pi = m_1 g \frac{l}{2} (1 - \cos \varphi) + m_2 g \frac{l}{2} (1 - \cos \varphi) + m_3 g l (1 - \cos \varphi), \quad (5)$$

где φ — величина первого порядка.

По условию задачи $m_1 = m_2 = m_3 = m$,

а вследствие малости угла φ

$$\cos \varphi = 1 - \frac{\varphi^2}{2}; \quad 1 - \cos \varphi = \frac{\varphi^2}{2}.$$

Следовательно,

$$\Pi = \frac{1}{2} (2mgl) \varphi^2. \quad (6)$$

Из выражений T и Π определяем значения коэффициентов:

$$a = \frac{5}{3} ml^2, \quad c = 2mgl.$$

Частота свободных колебаний

$$k = \sqrt{\frac{c}{a}} = \sqrt{\frac{6}{5} \frac{g}{l}}. \quad (7)$$

Период

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{5}{6} \frac{l}{g}}. \quad (8)$$

Влияние сил сопротивления, пропорциональных скорости, на свободные колебания системы с одной степенью свободы.

Свободные колебания механической системы в реальных условиях происходят при наличии сил сопротивления, вызывающих рассеивание (диссипацию) механической энергии системы.

Предположим, что силы сопротивления, действующие на каждую точку системы \vec{R}_i , пропорциональны скорости: $\vec{R}_i = -\nu_i \vec{v}_i$.

Тогда для рассматриваемой механической системы с одной степенью свободы обобщенную силу сопротивления определим по формуле

$$Q_R = -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}}, \quad (9)$$

где Φ – функции рассеивания (диссипативная функция Релея).

Для получения дифференциального уравнения движения системы с одной степенью свободы воспользуемся уравнением Лагранжа [8]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q_P + Q_R. \quad (10)$$

Для системы с одной степенью свободы

$$T = \frac{1}{2} a \dot{q}^2; \quad \Pi = \frac{1}{2} c q^2; \quad \Phi = \frac{1}{2} b \dot{q}^2;$$

$$Q_{1P} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q} = -cq; \quad Q_R = -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} = -b\dot{q}. \quad (11)$$

Подставляя эти значения в уравнение Лагранжа, получаем

$$a\ddot{q} = -cq - b\dot{q}. \quad (12)$$

Вводится обозначение:

$$\frac{c}{a} = k^2; \quad \frac{b}{a} = 2n.$$

Тогда уравнение (12) примет вид

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + k^2 q = 0. \quad (13)$$

Интегрирование этого уравнения производим по общему правилу интегрирования однородных линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами.

Составим характеристическое уравнение:

$$z^2 + 2nz + k^2 = 0. \tag{14}$$

Корни этого уравнения

$$z_1 = -n + \sqrt{n^2 - k^2}; \quad z_2 = -n - \sqrt{n^2 - k^2}.$$

В зависимости от соотношения величин n и k могут быть три различных случая:

При $n < k$, т. е. в случае малого сопротивления, движение системы представляет собой затухающие колебания [9].

Затухающие колебания. При $n < k$ общее решение уравнения (13) имеет следующий вид:

$$q = Ae^{-nt} \sin(\sqrt{k^2 - n^2}t + \beta). \tag{14}$$

Здесь A и β определяются по начальным условиям следующими формулами:

$$A = \sqrt{q_0^2 + \frac{(\dot{q}_0 + nq_0)^2}{k^2 - n^2}}; \quad \text{ctg}\beta = \frac{\dot{q}_0 + nq_0}{q_0\sqrt{k^2 - n^2}}. \tag{15}$$

Движение, соответствующее уравнению (14), имеет колебательный характер. График этих колебаний представлен на рисунок 4.

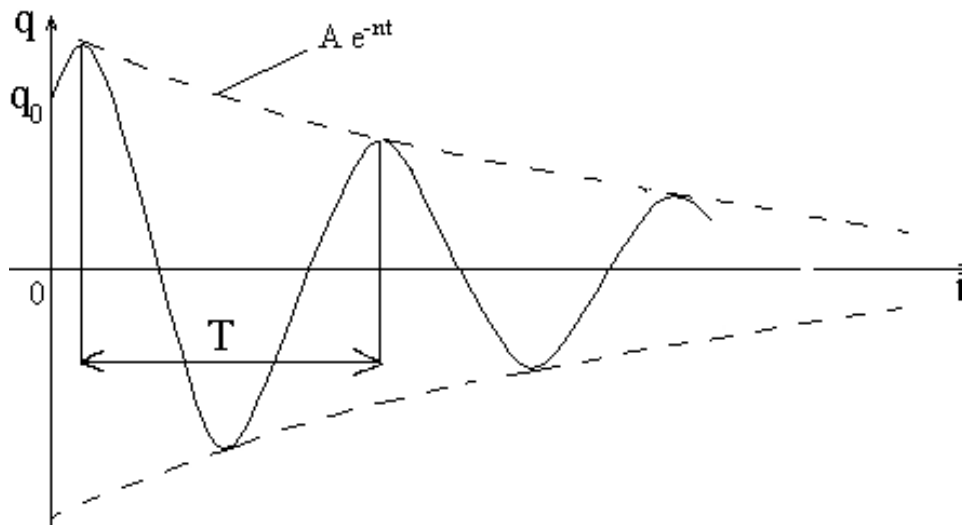


Рисунок 4 – График колебаний точки С стержня DE после обрыва каната

Таким образом, применение данной методики расчета позволяет повысить точность определения динамических нагрузок, действующих на мостовой кран после обрыва каната в процессе подъема груза с основания "с подхватом", а также использовать их при проведении исследований как с целью повышения безопасности работы находящихся в эксплуатации мостовых кранов, так и с целью снижения металлоемкости вновь разрабатываемых их конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Емельянов О.А. Конструкция, нагружение, диагностика, обеспечение ресурса / О.А. Емельянов // Мосты сварные крановые. – Краматорск: ДГМА, 2002.- 334 с.
2. В.Ф. Семенюк, М.И. Стукаленко, А.М. Стукаленко "Нагрузки мостового крана, оснащенного безопасным сдвоенным полиспастом с уравнивающим фрикционным устройством" / Одесский Национальный политехнический университет, г. Одесса
3. Патент БШ № 2352516 С1 Кран для обращения с отработавшим ядерным топливом в защитной камере / Открытое акционерное общество "Центральное конструкторское бюро машиностроения" (ОАО "ЦКБМ") Авторы: Божко А.Г., Винников А.И., Иванов А.П.
4. Патент RU № 2266860 С1 Безопасный канатный полиспаст/ Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Уральский государственный технический университет-УПИ" (RU) Авторы Шершнева В.В., Абрамов Б.Н. – Заявка: 2004116732/11, 01.06.2004.
5. Дорохов Н.Ю., Швачунов А.С. Проектирование устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве каната // Збірник наукових праць «Машинобудування», УПА – Харків, 2013. - №11. - С. 76-79.
6. Патент UA № 82179 U Уравновешивающий тормозной барабан / Донбасская государственная машиностроительная академия ДГМА (UA) Авторы: Швачунов А.С.; Дорохов Н.Ю. – Заявка: u201300969, 28.01.13.
7. Шамолин М.В. Динамические системы с переменной диссипацией: подходы, методы, приложения / М.В. Шамолин // Фундаментальная и прикладная математика. — 2008. — Т. 14. — Вып. 3. — С. 3–237.
8. Аппель П. Теоретическая механика. Том 1. Статика. Динамика точки. – М.: Физматлит, 1960.
9. Кузнецов А.П., Кузнецов С.П., Рыскин Н.М. Нелинейные колебания. Москва: Издательство физико-математической литературы, 2002.