# ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ ПОЛИСПАСТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ПОДЪЕМЕ ГРУЗА ВО ВРЕМЯ ОБРЫВА КАНАТА

**Дорохов Н. Ю. Швачунов А. С.**

Эффективным является оснащение мостового крана уравнительным барабаном, уравнительное 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 уравнительного барабана, но и на габаритные размеры и металлоёмкость узла уравнительного барабана, что, в конечном счете, сказывается на металлоёмкости грузовой тележки и крана в целом. Описанная математическая модель позволяет исследовать динамические процессы, происходящие при удержании груза уравнительным барабаном в грузоподъемных машинах с лебедкой, установленной на металлоконструкции, масса и жесткость которой оказывает влияние на указанные процессы.

Ефективним є оснащення мостового крану зрівняльним барабаном, зрівняльний пристрій який повинен забезпечити зниження розрахункових динамічних навантажень, що виникають після обриву каната, до величин, що гарантують надійне утримання вантажу. Точність визначення величини динамічних навантажень впливає не лише на надійність роботи зрівняльного барабана, але і на габаритні розміри і металоємність вузла зрівняльного барабана, що позначається на металоємності вантажного візка і крану в цілому. Описана математична модель дозволяє досліджувати динамічні процеси, що відбуваються при утриманні вантажу зрівноважувальним барабаном у вантажопідйомних машинах з лебідкою, встановленою на металоконструкції, маса і жорсткість якої впливає на зазначені процеси.

Effective is to equip the crane surge drum , leveling device which should ensure a reduction in the calculated dynamic loads arising from failure of the rope , to values that ensure a secure hold cargo. Accuracy of magnitude dynamic loads affect not only the reliability of the surge drum, but also on the dimensions and metal circulating assembly drum that ultimately affects the metal content and the crane trolley as a whole. Described by a mathematical model to investigate the dynamic processes occurring in the cargo hold in the surge drum hoisting machines with a winch mounted on a steel structure, mass and stiffness which has an impact on these processes. Therefore, in order to prevent the load falls on loss of the rope bridge crane when fitted with its surge drum is necessary to provide reduction of dynamic loads on the metal structure.

Дорохов Н. Ю. канд. техн. наук каф. ПТМ ДГМА

Швачунов А. С. аспирант каф. ПТМ ДГМА
a_shvachunov@ukr.net

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

УДК 621.874

**Дорохов Н. Ю., Швачунов А. С.**

# 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 подъёмные канаты [1]. Аварии мостовых кранов из-за отказов подъемных канатов приводят к значительным социальным ущербам. В связи с этим возникает необходимость усовершенствования механизмов подъёма 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 подъёмных 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.

Анализируя последние исследования, в которых начато решение данной проблемы, были рассмотрены такие публикации: Слободяник В. А. «Повышение долговечности крановых мостов методом преднапряжения»; Слободяник В. А. «Повышение грузоподъемности и надежности эксплуатации (при продлении срока службы) кранов с преднапряженной металлоконструкцией»; Одесский Национальный политехнический университет, г. Одесса М. А. Бозлов, канд. техн. наук, доцент Одесского Национального политехнического университета, г. Одесса. «Теория и практика проектирования устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве канатов» [2]; Открытое акционерное общество «Центральное конструкторское бюро машиностроения» (ОАО «ЦКБМ») Авторы: Божко А. Г., Винников А. И., Иванов А. П., «Кран для обращения с отработавшим ядерным топливом в защитной камере» [3]; Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Уральский государственный технический университет-УПИ» (RU)Авторы Шершнев В. В., Абрамов Б. Н. «Безопасный канатный полиспаст» [4] и т. д.

В таком случае эффективным является оснащение мостового крана уравнительным барабаном, уравнительное 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 уравнительного барабана, но и на габаритные размеры и металлоёмкость узла уравнительного 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 уравнительного 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 подъёма, 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 подъёма груза мостовым краном при обрыве каната с уравнительным барабаном соответствует послеотрывной стадии движения груза, когда при нормальной работе крана значение указанных нагрузок максимальное (см. рис. 1). Движение масс в процессе подъёма груза целесообразно разделить на четыре этапа [5]. Процессы, происходящие на первых двух этапах, соответственно, в доотрывной и послеотрывной стадиях, до обрыва каната описаны математической моделью [6].

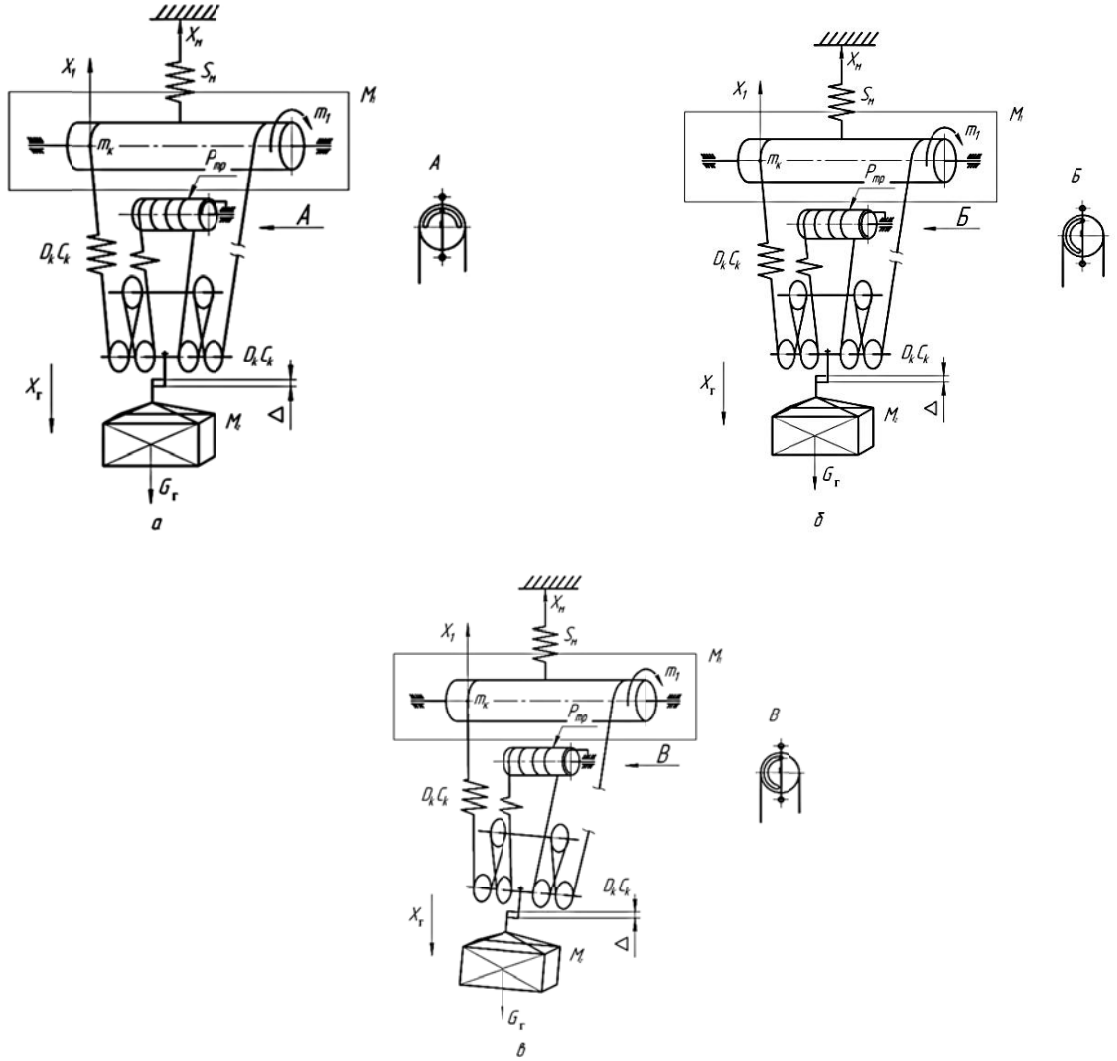


Рис. 1. Динамическая модель подъема груза мостовым краном после обрыва каната

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

$m_г$ – масса груза ,

поэтому кран будет рассмотрен как трьохмассовая система .

S м , Ск – коэффициенты жесткости кранового моста и каната ;

Dk – коэффициенты демпфирования кранового моста и каната ;

$x_г$ – перемещение груза ;

Δ – расстояние которое проходит подвеска после обрыва одной из ветвей каната.

На рис. 2 изображена схема уравнительного тормозного барабана крана, состоящая из барабана механизма подъема груза 1 , канат 2 , который запасовывается на блоки 3 , на уравнительный барабан (барабан имеет ограниченный ход ≈ 90º) 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 º.

При обрыве одной из ветвей каната происходит, резкое опускание груза при этом уравнительный барабан 4 имеет возможность провернуться на угол не более 45º , и после чего тормозится рычагом 8, груз удерживается канатом за счет сил трения, возникшие между канатом и уравнительным барабаном [7].

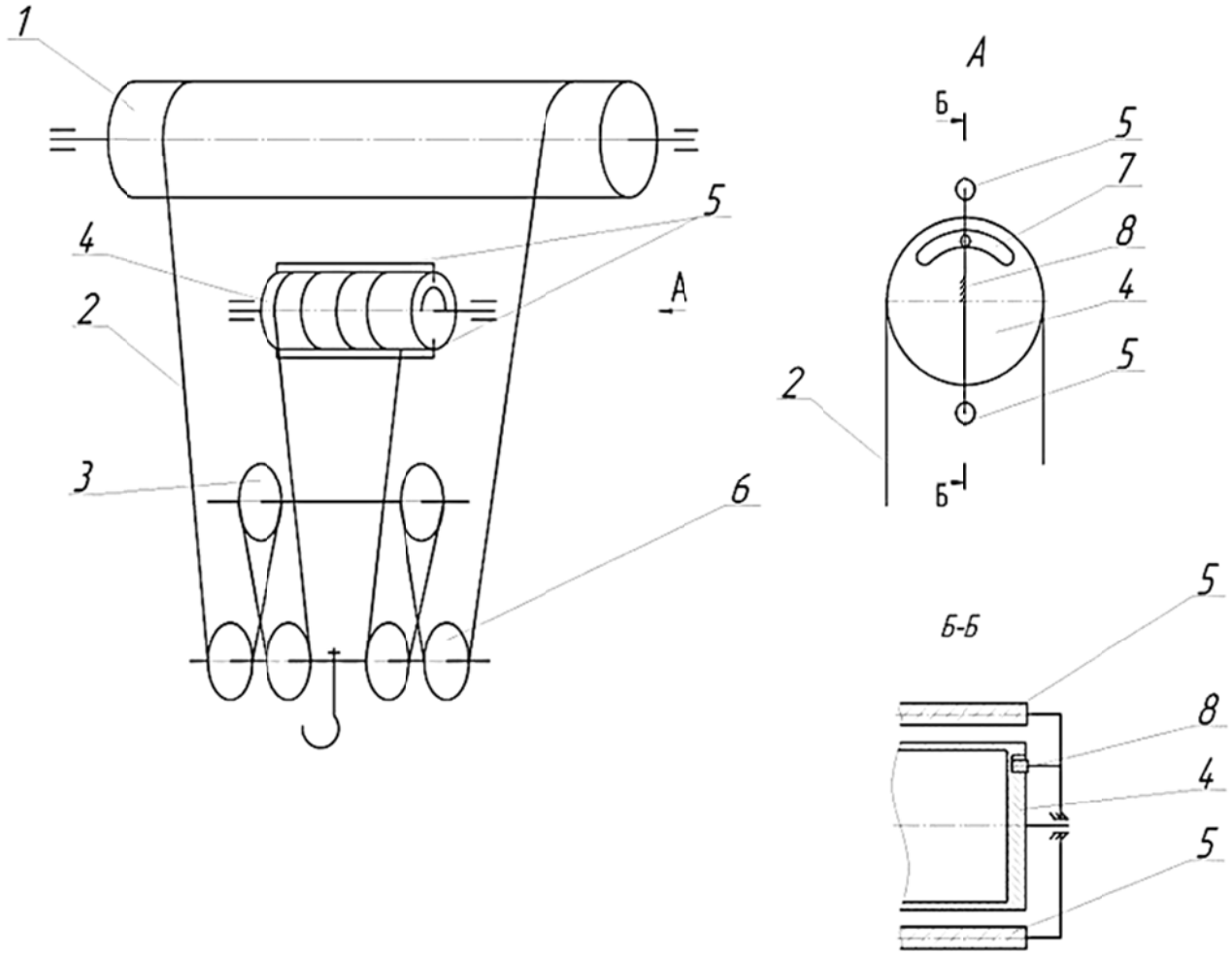


Рис. 2. Схема уравнительного тормозного барабана

Системы полученных дифференциальных уравнений, описывающих движение масс динамической модели, решены численным методом для мостового крана грузоподъемностью 20 т, в котором участок свободного хода уравнительного барабана φ = 45º. При этом для определения степени влияния упругой связи груза с металлоконструкцией, определены по известной и рассмотренной динамическим моделям максимальные динамические нагрузки, действующие на металлоконструкцию и полиспастную систему после обрыва каната [8]. Этот процесс описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} m_п \cdot \ddot{x}_п - P_Д + C_к(x_п - x_м - x_г) + D_k(\dot{x}_п - \dot{x}_м - \dot{x}_г) = 0; \\ m_м \cdot \ddot{x}_м + C_м \cdot x_м + D_м \cdot \dot{x}_м - C_к(x_п - x_м - x_г) - D_k(\dot{x}_п - \dot{x}_м - \dot{x}_г) = 0; \\ m_г \cdot \ddot{x}_г - C_к(x_п - x_м - x_г) - D_k(\dot{x}_п - \dot{x}_м - \dot{x}_г) + m_г \cdot g = 0; \\ m_п \cdot \ddot{x}_п - P_{TP} - C_к(x_п - x_м - x_г) - D_k(\dot{x}_п - \dot{x}_м - \dot{x}_г) + m_п \cdot g = 0, \end{cases}$$

где $m_п$ – приведенная к канатам масса вращающихся частей механизма подъема груза;

$m_м$ – приведенная к середине пролета масса средних частей моста и порожней тележки;

$m_г$ – масса поднимающего груза; индексы соответственно *п, м, г, к* – подъема, металлоконструкция моста, груз, канат; $x$ – перемещение, $\dot{x}$ – аналог скорости, $\ddot{x}$ – аналог ускорения;

*См* – коэффициент жесткости металлоконструкции крана;

*Dм* – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) металлоконструкции;

*Cк* – коэффициент жесткости грузовых канатов;

*Dк* – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) канатов; $x_п$, $x_м$, $x_г$ – пути, проходимые соответственно массами $m_п$, $m_м$, $m_г$ от начала координат;

$P_Д$ – приведенная к канатам сила двигателя, определяемая в зависимости от режима работы электропривода (двигательный, динамическое торможение, торможение колодочным тормозом) по соответствующим формулам.

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что применение в мостовом кране уравнительного тормозного барабана позволяет при обрыве каната снизить динамические нагрузки при задаваемом коэффициенте сопротивления уравнительного фрикционного устройства, равном 1,1, до величин, при которых коэффициент динамичности в полиспастном подвесе меньше существующих запасов прочности каната, а в металлоконструкции – больше. Следовательно, для предотвращения падения груза при обрыве каната мостового крана при оснащении его уравнительным барабаном необходимо предусмотреть снижение динамической нагрузки на металлоконструкцию.

Описанная математическая модель позволяет исследовать динамические процессы, происходящие при удержании груза уравнительным барабаном в грузоподъемных машинах с лебедкой, установленной на металлоконструкции, масса и жесткость которой оказывает влияние на указанные процессы.

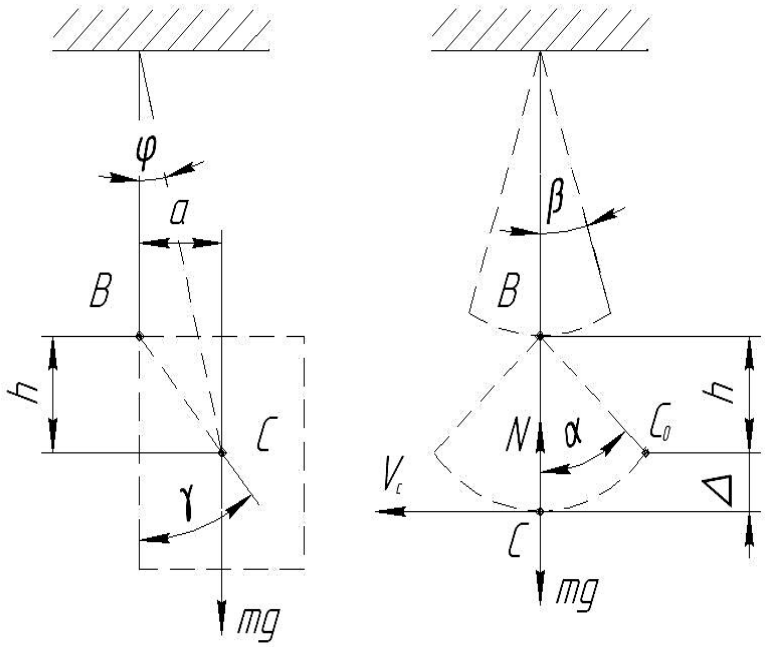


Рис. 3. Схема раскачивания груза после обрыва одной из ветвей каната

Определение эмпирического баланса [9]:

$$П = mg(\sqrt{a^2 + h^2} - h) = \frac{mV^2}{2},$$

где $m$ – масса груза;

$a$ – расстояние от центра масс до оси первой ветви каната;

$h$ – расстояние от центра масс до оси блоков подвески.

Определение скорости центра масс

$$V_c = \sqrt{\frac{2mg(\sqrt{a^2 + h^2} - h)}{m}},$$

Определение максимального натяжения целой ветвей каната после обрыва одной из ветвей

$$N_{\max} = mg + \frac{m(2g(\sqrt{a^2 + h^2} - h)}{\sqrt{a^2 + h^2}}.$$

Передача движущей силы трением. Уравнение Эйлера.

Задача решается при следующих допущениях:

1) нить идеальная, нерастяжимая, не рвётся и не обладает весом;

2) предварительное натяжение нити S;

3) передача движения нити от барабана осуществляется только за счет сил трения.

Для решения задачи рассмотрим равновесие элементарного участка dφ (рис. 4). Натяжение нити в точке сбегания – S, в точке набегания – S+dS. dS – приращение натяжения на участке dφ. На блок действует элементарная сила нормального давления dN по оси Y и сила трения μ dN.

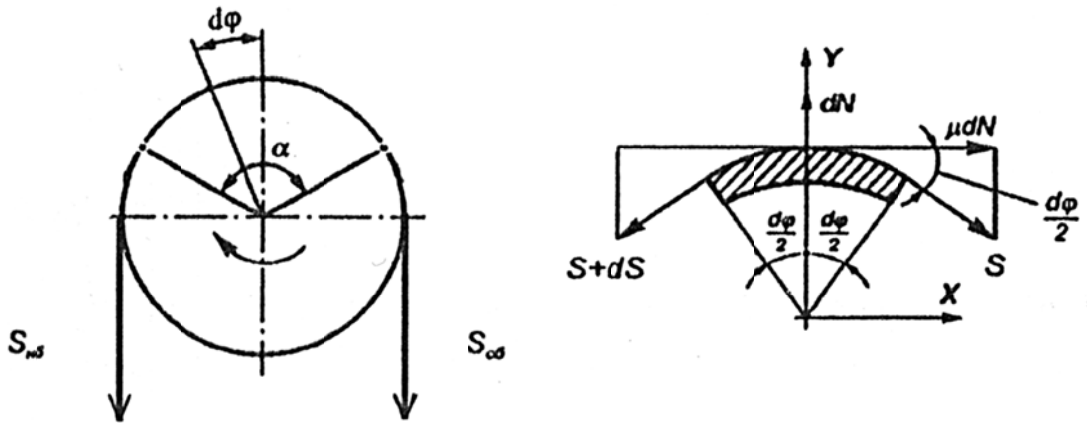


Рис.4. Схема для вывода уравнения Эйлера

Рассмотрим случай критического состояния устойчивости и равновесие элемента. Составляем уравнения:

$$\text{А)}\ \sum X = 0,\quad \mu dN + S\cos\frac{d\varphi}{2} - (S+dS)\cos\frac{d\varphi}{2} = 0,$$

$$\text{Б)}\ \sum Y = 0,\quad dN - S\sin\frac{d\varphi}{2} - (S+dS)\sin\frac{d\varphi}{2} = 0,$$

$$\mu dN - dS\cos\frac{d\varphi}{2} = 0,$$

$$dN - 2S\sin\frac{d\varphi}{2} - dS\sin\frac{d\varphi}{2} = 0,$$

Обозначив $\cos\frac{d\varphi}{2} = 1,\ \sin\frac{d\varphi}{2} = \frac{d\varphi}{2}$, так как $d\varphi \to 0, dS\sin\frac{d\varphi}{2} = 0$.

$$\begin{cases} \mu dN - dS = 0, \ldots \mu dN = dS, \\ dN - Sd\varphi = 0, \ldots dN = Sd\varphi. \end{cases}$$ откуда $$\frac{dS}{Sd\varphi} = \frac{dS}{dN}.$$

Интегрируем обе части $$\int\frac{dS}{S} = \int \mu d\varphi.$$

$$\ln S = \mu\varphi + C.$$

φ изменяется от 0 до α, при φ=0, $S=S_{сб}$, $\ln S_{сб}=C$.

$$\ln S = \mu\varphi + \ln S_{сб};\ \ln S - \ln S_{сб} = \mu\varphi;\ \ln\frac{S}{S_{сб}} = \mu\varphi;$$

$\frac{S}{S_{сб}} = e^{\mu\varphi}$ – уравнение равновесия,

где e – основание натурального логорифма.

$S = S_{сб}\cdot e^{\mu\varphi}$ – по мере удаления от точки сбегания нити к точке набегания, угол φ увеличивается, следовательно увеличивается S.

При $\varphi=\alpha$ получаем $S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\varphi}$ – уравнение Эйлера для критического состояния равновесия.

Необходимые условия работы

$$S_{нб} \le S_{сб} \cdot e^{\mu\varphi}.$$

Величину $e^{\mu\varphi}$, определяющую тяговую способность приводного барабана, называют тяговым фактором.

Окружное или тяговое усилие, передаваемое гибкой нитью

$$W=S_{нб}-S_{сб}= S_{сб}e^{\mu\alpha}- S_{сб}= S_{сб}(e^{\mu\alpha}-1),$$

Откуда:

$$S_{сб} = \frac{W}{e^{\mu\varphi}-1};$$

Тяговую силу, приложенную к барабану примем равной наибольшему усилию в одной ветви каната $F_{max}$ = 2980 Н.

Для того чтобы система находилась в равновесии необходимо чтобы величина $e^{\mu\varphi}$ была больше или равна силе натяжения каната $F_{max}$ т. е. $e^{\mu\varphi} \ge F_{max}$.

Уравнение равновесия можно записать в виде $\frac{F_{\max}}{F_{сб}} = e^{\mu\varphi}$.

где $F_{сб}$ – свободный конец каната который прижат к барабану;

$F_{max}$ – канат на котором висит подвеска;

$\mu$ – коэффициент трения сталь о сталь $\mu$ = 0,01 [10];

$$\frac{2980}{x} = e^{0,01\cdot 360};$$

$$\frac{2980}{x} = 14.$$

Результаты вычислений записаны в табл. 1

Таблица 1

Падение усилия в канате

| Усилие в ветви каната (Н) | Витки каната на барабане | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| | 2980 | 212,8 | 15,2 | 1,07 | 0,07 | 0,0055 |

При обхвате в 360° усилие в канате ослабевает в 14 раз, при четырёх витках усилие падает до 0,07 Н. Таким образом, канат не будет проскальзывать по ручью нарезки барабана при следующих условиях:

1) первоначальное натяжения каната $S_{сб}$; (на барабан идет два каната один из них должен остаться целым после обрыва второго, т. е. один из канатов будет натянут);

2) от коэффициента трения μ, который зависит от материалов сопрягаемых поверхностей, условий работы ($\mu$ = 0,07–0,01). Для повышения μ в барабане глубина канавок проектируется как половина диаметра каната, в дополнение выполняются с насечки поперёк канавки кроме первой канавки по краям барабана;

3) от угла обхвата $\alpha$.

Повышение величины возможно также путём приложения внешней силы, для этого применяются прижимные устройства вдоль оси барабана.

Разработка конструкции экспериментальной установки

Результаты моделирования параметров экспериментальной установки на основании данных натурной модели, выполненного с масштабом $k_l \approx 20$, сведены в табл. 2. Для сравнения также даны параметры мостового крана грузоподъемностью 280 т. При этом материал металлоконструкций модели и натурного крана выбран одинаковым [10].

Таблица 2.

Моделирование параметров лабораторной экспериментальной установки

| Параметр | Кран мостовой г/п 280 т | Лабораторная установка | $k_l$ | Примечания |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 4 | 5 | 6 |
| Высота главной балки, мм | 1800 | 90 | 20 | $H_н = H_м \cdot k_l$ |
| Момент инерции сечения главной балки, см$^4$ | 347200 | 55,6* | 8,9 | $J_н = J_м \cdot k_l^4$ |
| Момент сопротивления сечения главной балки, см$^3$ | 3725 | 15,9** | 6,1 | $W_н = W_м \cdot k_l^3$ |
| Пролет, м | 27 | 1,35 | 20 | $L_н = L_м \cdot k_l$ |
| Жесткость кранового моста, Н/м | 9,73×10$^5$ | 6,486×10$^4$ | 20 | $c_н = c_м \cdot k_l$ |
| Материал металлоконструкции | $E_к$ | $E_м$ | 1 | $E_к = E_н = E_м$ |
| | 10ХСНД ГОСТ 6713-91 | | | |
| Масса кранового моста, кг | 84800 | 212 | 20 | $m_н = m_м \cdot k_l^2$ |
| Масса крановой тележки с механизмами, кг | 46900 | 117 | 20,1 | $m_н = m_м \cdot k_l^2$ |
| Масса траверсы, кг | 29000 | 72 | 20,2 | $m_н = m_м \cdot k_l^2$ |
| Жесткость системы подвески груза, Н/м | 1,41×10$^7$ | 9,41×10$^5$ | 20 | $c_н = c_м \cdot k_l$ |
| Коэффициент демпфирования подвески груза, Н·с/м | 37476 | 419 | 20 | $D_н = D_м \cdot k_l^{3/2}$ |
| Высота подъема груза, м | 15 | 0,75 | 20 | $h_н = h_м \cdot k_l$ |
| Скорость подъема груза, м/мин | 8,0 | 1,8 | 20 | $V_н = V_м \cdot k_l^{1/2}$ |
| Мощность привода механизма подъема груза, кВт | 160 ПВ60% | 0,55 ПВ25% | 20 | $P_н = P_м \cdot k_l^2$ |
| Двигатель | *МТКН 400 L10* | 4АХ80А4КУЗ | - | - |

Продолжение таблицы 2

| 1 | 2 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|
| Жесткость каната, Н/м**** | $4{,}2\times10^6$ | $2{,}8\times10^5$ | 20 | $c_н = c_м \cdot k_l$ |
| Коэффициент демпфирования каната, Н·с/м | 2548 | 28 | 20,1 | $D_н = D_м \cdot k_l^{3/2}$ |
| Грузоподъемность, кг. | 280000 | 700 | 20 | $m_н = m_м \cdot k_l^2$ |

Примечания: * $\frac{J_н}{J_м} = 1{,}26$ [111]; ** $\frac{W_н}{W_м} = 1{,}399$ [11];

*** при расположении тележки в середине пролета;

**** при максимально опущенной крюковой подвеске.

В результате с использованием расчетных данных и параметров моделирования (табл. 2) была спроектирована физическая модель мостового крана (рис. 5). Схема экспериментальной установки создана таким образом, чтобы имелась возможность проводить исследования при различном сочетании вариантов включения – использовании уравнительного барабана.

При этом также учитывалось, что привод с уравнительным барабаном предназначен в основном для удерживания груза после обрыва одной из ветвей каната.

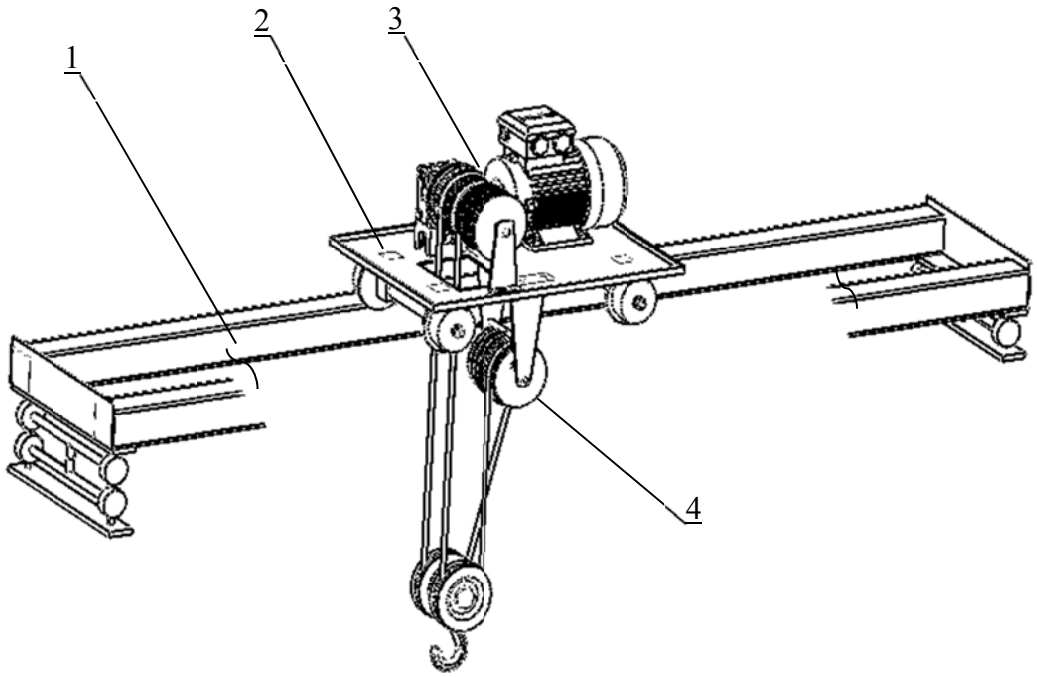


Рис. 5. Конструктивная схема экспериментальной установки с уравнительным барабаном:

1 – металлоконструкция кранового моста; 2 – тележка; 3 – механизм подъема; 4 – уравнительный барабан

## ВЫВОДЫ

Таким образом, применение уравнительного тормозного барабана и предложенной математической модели 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. Описанная математическая модель позволяет исследовать динамические процессы, происходящие при удержании груза уравнительным барабаном в грузоподъемных машинах с лебедкой, установленной на металлоконструкции, масса и жесткость которой оказывает влияние на указанные процессы.

При обхвате в 360° усилие в канате ослабевает в 14 раз, при четырёх витках усилие падает до 0,07 Н. Таким образом, канат не будет проскальзывать по ручью нарезки барабана при следующих условиях: 1) первоначальное натяжения каната $S_{сб}$; (на барабан идет два каната один из них должен остаться целым после обрыва второго т. е. один из канатов будет натянут). 2) от коэффициента трения $\mu$, который зависит от материалов сопрягаемых поверхностей, условий работы ($\mu$=0,07– 0,01). Для повышения $\mu$ в барабане глубина канавок проектируется как половина диаметра каната, в дополнение выполняются с насечки поперёк канавки кроме первой канавки по краям барабана. 3) от угла обхвата α.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

*1. Емельянов О. А. Конструкция, нагружение, диагностика, обеспечение ресурса / О. А. Емельянов // Мосты сварные крановые. – Краматорск : ДГМА, 2002.– 334 с.*

*2. Патент УДК 621.861:658382.3Теория и практика проектирования устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве канатов/ Одесский Национальный политехнический университет, г. Одесса М. А. Бозлов, канд. техн. наук, доцент Одесского Национального политехнического университета, 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 Шершнев В. В., Абрамов Б. Н. – Заявка: 2004116732/11, 01.06.2004*

*5. Слободяник В. А. Повышение грузоподъемности и надежности эксплуатации (при продлении срока службы) кранов с преднапряженной металлоконструкцией/ В. А. Слободяник // Сб. трудов научно-практической конференции «Проблемы производства и безопасной эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России. – Одесса – 2002. – С. 248–250.*

*6. Слободяник В. А. Повышение долговечности крановых мостов методом преднапряжения/ В. А Слободяник // Автомобильный транспорт. – Харьков : ХГАДТУ. – 2000. – С. 54-56.*

*7. Дорохов Н. Ю., Швачунов А. С. Проектирование устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве каната // Збірник наукових праць «Машинобудування», УІПА – Харків, 2013. – №11. – С. 76–79*

*8. Ловейкин В. С., Динамическая оптимизация подъемных машин./ В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров // – Луганск : Издательство СНУ, 2002. – С. 368.*

*9. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин./ М. С. Комаров // – М. : Машиностроение, 1953. – С 186.*

*10 Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование. / Дунаев П. Ф., Леликов О. П./ – М. : Высш. шк, 1984. – 336 с.*

*11 Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. – М. : Высш. шк., 1981. – 335 с.*

*Статья поступила в редакцию 18.11.2013 г.*