

УДК 681.51:621.31

СХЕМА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ НА ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКЕ

В.О. Таштанбаева

В настоящее время при эксплуатации подъемных установок широко применяют неразрушающие методы технической диагностики, которые позволяют проверять качество и состояние узлов, деталей подъемной установки без нарушения их дальнейшей пригодности к использованию по своему назначению. Деформация каната, растянутого концевой нагрузкой в момент удара, складывается из его статической деформации и суммарной динамической деформации кабины и жестких оснований. При этом необходимо учесть ослабление каната на длину, ввиду движения его с определенной скоростью. В такой постановке задачи существенной является двухсторонняя связь между вращательным движением ротора и колебательным движением каната, которая должна быть отражена в уравнениях движения. Предложена математическая модель подъемной установки как двухмассовая система, а также схема ее автоматического контроля.

Ключевые слова: подъемная установка; стальной канат; деформация; система автоматического контроля; математическая модель; датчик; клеть; безопасность.

КӨТӨРГҮЧ МЕХАНИЗМДЕГИ АВТОМАТТЫК КӨЗӨМӨЛДӨӨ СИСТЕМАСЫНЫН СХЕМАСЫ

В.О. Таштанбаева

Учурда көтөргүч механизмдерди эксплуатациялоо учурунда аларды өзүнүн багыты боюнча пайдаланууга жарактуулугун бузбастан, көтөргүч механизмдердин бөлүктөрүнүн, түйүндөрүнүн сапатын жана абалын текшерүүгө мүмкүндүк берүүчү бузбас техникалык диагностикалоо методдору кеңири колдонулуп жатат. Сокку учурунда учуна жүктөм менен чоюлган аркандын деформациясы анын статистикалык деформациясынын жана катуу фундаментинин, кабинанын толук динамикалык деформациясынын суммасынан турат. Мындай учурда аркан белгилүү бир ылдамдыкта кыймылдагандыктан, узундугу боюнча алсырап калгандыгын эске алуу керек. Маселенин мындай коюуда ротордук айлануу кыймылы менен аркандын термелүү кыймылынын ортосунда эки тараптуу байланыш маанилүү, ал кыймылдын теңдемелеринде чагылдырылышы керек. Эки массадагы система катары көтөргүч механизмдин математикалык модели, ошондой эле аны автоматтык көзөмөлдөө системасы сунушталат.

Түйүндүү сөздөр: көтөргүч механизм; болот аркан; деформация; автоматтык көзөмөлдөө системасы; математикалык модель; датчик; коопсуздук.

DIAGRAM OF THE AUTOMATIC CONTROL SYSTEM ON THE LIFTING UNIT

V.O. Tashtanbaeva

At present, when operating lifting installations, non-destructive methods of technical diagnostics are widely used, which allow checking the quality and condition of components and parts of the lifting installation without violating their further suitability for use for their intended purpose. The deformation of the rope stretched by the end load at the time of impact consists of its static deformation and the total dynamic deformation of the cab and rigid bases. At the same time, it is necessary to take into account the weakening of the rope by the length, due to its movement at a certain speed. In this formulation of the problem, the two-way relationship between the rotational motion of the rotor and the oscillatory motion of the rope is essential, which should be reflected in the equations of motion. A mathematical model of the lifting system as a two mass system is proposed and the formula for rope vibrations is refined.

Keywords: lifting installation; steel rope; deformation; automatic control system; mathematical model; sensor; stand; safety.

Повышение уровня надёжности подъемных установок, их узлов и подсистем возможно только при условии высокого качества эксплуатации и ремонта всех узлов и деталей. Это требует непрерывного усовершенствования технологии эксплуатации и ремонта с применением методов технической диагностики.

В настоящее время при эксплуатации подъемных установок широко применяют неразрушающие методы технической диагностики, которые позволяют проверять качество и состояние узлов, деталей подъемной установки без нарушения их дальнейшей пригодности к использованию по своему назначению. Эти методы и составляют основу технической диагностики [1].

При обнаружении потери сечения каната от износа или коррозии, превышающей допустимые нормы, а также обрывов проволок, количество которых на шаге свивки превышает допустимый уровень, канат должен заменяться новым [2]. Преждевременная замена каната, степень износа которого не достигла критической, приводит к неоправданным дополнительным затратам, которые стремятся избежать предприятия.

Методы контроля за состоянием канатов взаимно дополняют друг друга, обеспечивают необходимую безопасность их эксплуатации при тщательном соблюдении требований к организации и процедурам контроля [3].

Диаграмма скорости подъемной установки с двухскоростным асинхронным двигателем, при подъеме клетки с нижнего этажа до одного из верхних этажей, показана на рисунке 1. После окончания разгона в момент t_1 , клетка движется с номинальной скоростью v_B , а двигатель вращается со скоростью n_B . В момент времени t_2 с помощью этажного переключателя, установленного в строго определенной точке шахты, к сети подключается обмотка двигателя с большим числом полюсов (обмотка малой скорости).

При скорости n_B двигатель работает в режиме генераторного торможения. Вследствие торможения скорость клетки уменьшается до скорости v_A , скорость двигателя – до скорости n_A . С момента времени t_3 подъемная установка движется с малой скоростью, а в момент времени t_4 с помощью датчика точной остановки подъемная установка затормаживается [3].

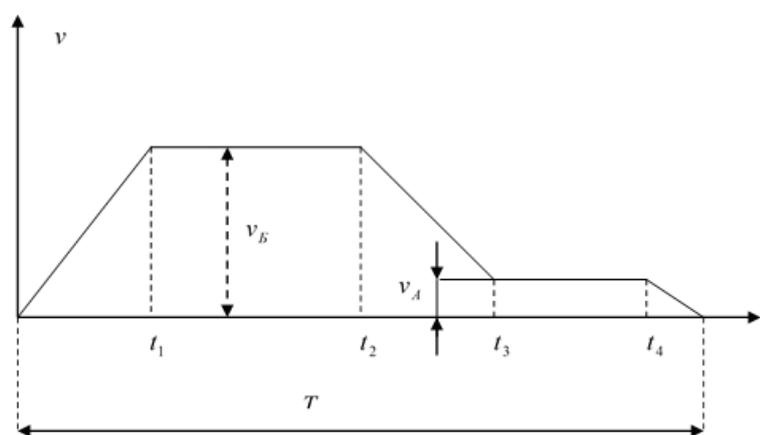


Рисунок 1 – Диаграмма скорости подъемной установки

Следует отметить, что при подъеме пустой клетки ее замедление после переключения с обмотки большой скорости на малую будет меньше по сравнению с замедлением грузовой кабины. Поэтому пустая кабина достигает малой скорости позже. Это обстоятельство учитывают при определении места установки этажного переключателя, переключающего двигатель с большой скорости на малую [4].

Для двухмассовой системы, состоящей из масс m_1, m_2 и линейных упругих связей c_1, c_2 (без учета возбуждающих сил):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_1(x_1 - x_2) + c_2 x_2 = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

где m_1 – клеть (кабина); m_2 – масса прицепного устройства + масса каната; c_1 – жесткость пружина парашюта; c_2 – жесткость каната.

Решаем уравнение (1) с помощью численных методов для следующих данных: $c_1 = 10^5$ Н/м; $c_2 = 10^3$ Н/м; $m_1 = 2500$ кг; $m_2 = 600$ кг. Т. е. заданное уравнение имеет следующий вид:

$$\begin{cases} 2.5 * 10^3 \ddot{x}_1 + 10^5(x_1 - x_2) = 0 \\ 6 * 10^2 \ddot{x}_2 - 10^5(x_1 - x_2) + 10^3 x_2 = 0 \end{cases}. \quad (2)$$

Для решения заданной системы, состоящей из двух дифференциальных уравнений второго порядка с двумя неизвестными x_1, x_2 , представим ее в виде системы дифференциальных уравнений первого порядка с четырьмя неизвестными. Для этого производим следующие замены: $\dot{x}_1 \rightarrow x_3$, а $\dot{x}_2 \rightarrow x_4$. Таким образом, получим:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_3 \\ \dot{x}_2 = x_4 \\ \dot{x}_3 = -60(x_1 - x_2) \\ \dot{x}_4 = 250(x_1 - x_2) - 2x_4 \end{cases}. \quad (3)$$

Уравнение (1) можно сначала преобразовать к следующему виду:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \omega_1^2(x_1 - x_2) = 0 \\ \ddot{x}_2 - M\omega_1^2(x_1 - x_2) + \omega_0^2 x_2 = 0 \end{cases}, \quad (4)$$

где $\omega_1^2 = \frac{c_1}{m_1}$; $\omega_0^2 = \frac{c_2}{m_2}$; $M = \frac{m_1}{m_2}$.

Последующая процедура перехода к безразмерным переменным существенно зависит от того, какие именно переменные будут считаться постоянными. Если, например, принимается неизменной часть системы, включающая массу m_1 и упругую связь c_1 , то удобно ввести безразмерное время $\omega_1 t = \tau$ и получить уравнения:

$$\begin{cases} x_1'' + x_1 - x_2 = 0 \\ x_2'' - M(x_1 - x_2) + q^2 x_2 = 0 \end{cases}, \quad (5)$$

где $q = \frac{\omega_0}{\omega_1}$. В зависимости от вида возбуждающей силы и от того, к какой из масс она приложена,

безразмерные перемещения относят или к статическому отклонению, или к эксцентриситету ε_0 .

По закону Гука, упругая деформация каната под действием растягивающей силы P имеет вид:

$$\lambda_1 = \frac{Pl}{E_K S_K} \quad (6)$$

откуда жесткость каната будет:

$$k_1 = \frac{E_K S_K}{l}, \quad (7)$$

где E_K – модуль упругости каната, $кз/мм^2$; S_K – площадь сечения проволок каната, $мм^2$; l – длина каната, $мм$.

Прогиб эквивалентной балки кабины от двух сил P , приложенных на расстояниях c от опор, в точке приложения одной из них выражается формулой:

$$\lambda_2 = \frac{Pc^2}{2EI_1} \left(L - \frac{4}{3}c \right); \quad (8)$$

откуда жесткость кабины в точках приложения веса груза будет:

$$k_{ка} = \frac{2EI_1}{c^2 \left(L - \frac{4}{3}c \right)}. \quad (9)$$

Общая жесткость кабины, т. е. сила, вызывающая единичную деформацию двух эквивалентных балок клетки при приложении нагрузки в четырех точках, будет:

$$k_2 = \frac{8EI_1}{c^2 \left(L - \frac{4}{3}c \right)}. \quad (10)$$

Прогиб жесткого основания, имеющего длину $L_{нб}$ и момент инерции $I_{нб}$ от двух сил, приложенных несимметрично на расстояниях c_1 и c'_1 от опор, выражается формулами:

– в сечении на расстоянии c_1 от левой опоры и c от правой опоры:

$$\lambda_3' = \frac{P}{3EI_{нб}L_{нб}} \left[c^2 c_1^2 + c'^2 c_1'^2 \left(\frac{c}{c'} + \frac{c}{2c'} - \frac{c^3}{2c'^2 c_1'} \right) \right]; \quad (11)$$

– в сечении на расстоянии c от правой опоры и c_1' от левой опоры:

$$\lambda_3'' = \frac{P}{3EI_{нб}L_{нб}} \left[c'^2 c_1'^2 + c^2 c_1^2 \left(\frac{c_1'}{c_1} + \frac{c'}{2c} - \frac{c_1'^3}{2c_1^2 c} \right) \right]. \quad (12)$$

Средняя деформация жесткого основания:

$$\lambda_{нб} = \frac{\lambda_3' + \lambda_3''}{2}. \quad (13)$$

Общая жесткость двух жестких оснований при приложении веса кабины в четырех точках будет равна:

$$k_3 = \frac{4P}{\lambda_{ms}} = \frac{8P}{\lambda_3' + \lambda_3''}. \quad (14)$$

Деформация каната, растянутого концевой нагрузкой Q_0 в момент удара, складывается из его статической деформации $\lambda_1 = \frac{Q_0}{k_1}$ и суммарной динамической деформации кабины и жестких оснований y_2 . При этом необходимо учесть ослабление каната на длину $v_0 t$, ввиду движения его со скоростью v_0 .

Общая деформация каната при ударе кабины о жесткое основание будет равна:

$$y_1 = \frac{Q_0}{k_1} + y_2 - v_0 t. \quad (15)$$

Общее уравнение колебания системы, связывающее между собой внешние силы, действующие на систему и внутренние силы сопротивления деформации, будет иметь вид:

$$Q_0 - m \frac{d^2 y_2}{dt^2} - \alpha \frac{dy_2}{dt} = k_1 y_1 + k_{np} y_2, \quad (16)$$

где Q_0 – вес концевой нагрузки, действующей на канат, состоящей из веса кабины с грузом; $m \frac{d^2 y_2}{dt^2}$ – силы инерции, направленные против движения; $\alpha \frac{dy_2}{dt}$ – силы сопротивления движению, направленные против движения; $k_1 y_1$ – внутренняя сила сопротивления деформации каната; $k_{np} y_2$ – внутренняя сила сопротивления деформации кабины и жесткого основания.

Подставляя в это уравнение выражение для y_1 и преобразовывая, получим [5]:

$$m \frac{d^2 y_2}{dt^2} + \alpha \frac{dy_2}{dt} + (k_1 + k_{np}) y_2 = k_1 v_0 t \quad (17)$$

или

$$\frac{d^2 y_2}{dt^2} + \frac{\alpha}{m} \frac{dy_2}{dt} + \frac{k_1 + k_{np}}{m} y_2 = \frac{k_1 v_0}{m} t. \quad (18)$$

Обозначив $\frac{\alpha}{m} = 2b$ и $\frac{k_1 + k_{np}}{m} = n^2$, получим дифференциальное уравнение колебаний кабины

и жестких оснований (опор) при ударе:

$$\frac{d^2 y_2}{dt^2} + 2b \frac{dy_2}{dt} + n^2 y_2 = \frac{k_1 v_0}{m} t, \quad (19)$$

где $b = \frac{\alpha}{2m}$ – коэффициент затухания; $n = \sqrt{\frac{k_1 + k_{np}}{m}}$ – частота колебаний.

Если предположить, что коэффициент затухания b мал по сравнению с частотой колебания n , то интеграл уравнения (19) будет иметь вид [6]:

$$y_2 = e^{-bt} \frac{v_0}{n} \left(1 - \frac{k_1}{mn^2} \right) \sin(nt) + \frac{k_1 v_0}{m} t. \quad (20)$$

Первый член уравнения (20) представляет затухающие динамические колебания, а второй – статическое перемещение кабины, поддерживаемой канатом.

Уравнение (20), если пренебречь изменениями, связанными с возможным подскоком клетки, справедливо до тех пор, пока удлинение каната $y_1 > 0$.

При значении $y_1 = 0$ y_2 находится из уравнения общей деформации каната при ударе кабины о жесткое основание и будет равно:

$$y_2 = -\frac{Q_0}{k_1} + v_0 t \quad (21)$$

и представляет собой прямую, отсекающую на оси ординат отрезок $\frac{Q_0}{k_1}$.

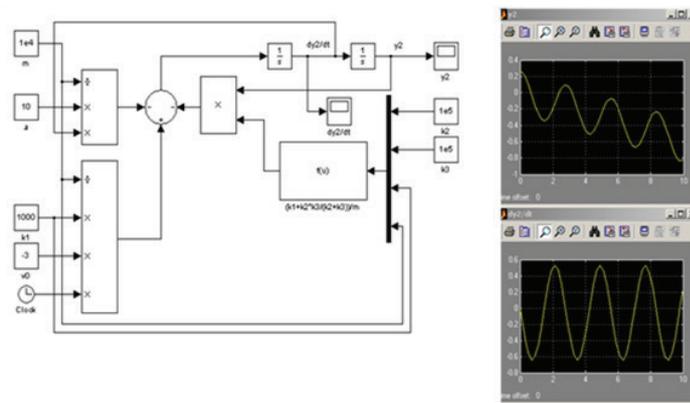


Рисунок 2 – Блок-схема решения дифференциального уравнения (20), описывающего процесс посадки кабины на жесткое основание с выводом графиков колебания кабины y_2 и ее производной dy_2/dt

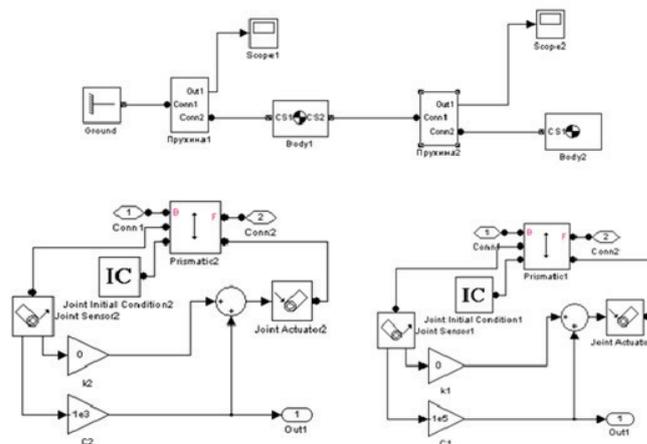


Рисунок 3 – Модель двухмассовой системы в среде MATLAB

Пересечение этой прямой с кривой колебания (20) определяет точку, соответствующую времени t_0 , при котором прекращается влияние натяжения каната и начинаются свободные колебания кабины и жесткого основания приведено на рисунке 2.

Модель двухмассовой системы с использованием пакета прикладных программ MATLAB приведена на рисунке 3. Блок Ground  представляет неподвижно закрепленную точку. Будем считать координату этой точки равной нулю.

Блок Prismatic1  моделирует призматическое соединение, осуществляющее поступательное движение вдоль установленной оси между двумя телами, и имеющее одну степень свободы. Этот блок является соединительным примитивом.

Блок Joint Sensor1  измеряет перемещение и усилие (вращающий момент) соединительного примитива. Блок Joint Actuator1  моделирует перемещение и усилие (вращающий момент) соединительного примитива.

Блок Joint Initial Condition1  позволяет задавать начальные условия для системы тело m_1 – пружины c_1 , а блок Joint Initial Condition2  – начальные условия для системы тело m_2 – пружины c_2 . Для модели, показанной на рисунке 3, для тела m_1 начальное смещение равно 1 м, а для тела m_2 – 2 м.

Усилитель C1 определяет жесткость пружины c_1 (Н/м), а усилитель C2 – жесткость пружины c_2 (Н/м), показанных на рисунке 3. Усилитель K1 определяет вес тела m_1 (Н), а усилитель K2 – вес тела m_2 (Н).

Блок Body1  моделирует тело m_1 , а блок Body2  – тело m_2 . Назначение блоков Prismatic2, Joint Sensor2, Joint Actuator2 аналогично назначению, соответственно, блоков: Prismatic1, Joint Sensor1, Joint Actuator1.

В такой постановке задачи существенной является двухсторонняя связь между вращательным движением ротора и колебательным движением каната, которая должна быть отражена в уравнениях движения.

Выводы. Разработана математическая модель лифтовой подъемной установки, как двухмассовая система; рассмотрена расчетная схема динамических колебаний подъемного сосуда при посадке на жесткое основание и уточнена формула колебаний каната; с использованием пакета прикладных программ MATLAB рассмотрена работа системы «канат-сосуд» при встрече с препятствием подъемного сосуда.

Литература

1. Ильин А.М. Дефектоскопия стальных канатов шахтных подъёмов / А.М. Ильин, В.Н. Антипов, М.Н. Богданов, В.М. Голубчиков, О.Ю. Вейде // Безопасность труда в промышленности. 2000. № 2. С. 37–40.
2. Пахомов П.И. Методы и технические средства повышения безопасности эксплуатации рудничных подъемных установок: монография / П.И. Пахомов. Бишкек: Изд-во КРСУ, 2000. 246 с.
3. Обухов А.И. Монтаж лифтов и канатных дорог / А.И. Обухов, Г.Н. Розенкан, Д.А. Рубинштейн и др. М.: Стройиздат, 1983.
4. Полковников В.С. Монтаж лифтов / В.С. Полковников, Е.В. Грузинов, Н.А. Лобов. М.: Высш. школа, 1981.
5. Федорова З.М. Рудничные подъемные установки / З.М. Федорова. М.: Углетехиздат, 1958. 542 с.
6. Ильичев А.С. Расчетные нагрузки шахтных подъемных клетей с учетом влияния подъемных каната / А.С. Ильичев // Известия АН СССР, ОНТИ. 1947. № 12.