

УДК 621.876:531.3

ДИНАМИЧЕСКИЕ УСИЛИЯ В КАНАТАХ ДВУХКОНЦЕВОГО ПОДЪЁМНИКА**©Осипова Т. Н., Хорошилов О. Н., Писарцов А. С.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Осипова Тетяна Миколаївна: ORCID: 0000-0002-1915-4734; tanya_338@gmail.com; асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Хорошилов Олег Миколайович: ORCID: 0000-0003-2048-6311; horol@i.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Писарцов Олександр Сергійович: ORCID: 0000-0003-4661-5441; alex.pisartsov@gmail.com; старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Проведен анализ литературных источников по изучению динамических процессов в канатах шахтных подъемников с разрезным барабаном и различными посадочными устройствами.

Приведены эквивалентные динамические схемы подъемной установки с учетом приложения внешнего момента к барабану и математическое описание динамических процессов колебательного характера в канатах подъемника.

Получено математическое описание динамических процессов колебательного характера в канатах двухконцевой подъемной установки при силовых переходных процессах в виде аналитического дифференциального уравнения. Определены коэффициенты запасов прочности каната с учетом динамических нагрузок.

Ключевые слова: подъемник; динамика; математическая модель; дифференциальное уравнение; коэффициент динамичности; запас прочности.

Осипова Т. М., Хорошилов О. М., Писарцов О. С. «Динамічні зусилля в канатах двохкінцевого підйомника»

Проведено аналіз літературних джерел по вивченню динамічних процесів в канатах шахтних підйомників з розрізним барабаном і різними посадочними пристроями.

Наведено еквівалентні динамічні схеми підйомної установки з урахуванням прикладання зовнішнього моменту до барабану і математичний опис динамічних процесів коливального характеру в канатах підйомника.

Отримано математичний опис динамічних процесів коливального характеру в канатах двохкінцевої підйомної установки при силових перехідних процесах у вигляді аналітичного диференціального рівняння. Визначено коефіцієнти запасів міцності каната з урахуванням динамічних навантажень.

Ключові слова: підйомник; динаміка; математична модель; диференціальне рівняння; коефіцієнт динамічності; запас міцності.

Osyrova T., Khoroshylov O., Pysartsov O. “Dynamic effects in the rope of the double-end lift”.

The analysis of literature sources on the study of dynamic processes in ropes of mine hoists with a split drum and various landing gears is carried out.

Equivalent dynamic schemes of the lifting installation are given, taking into account the application of the external torque to the drum and a mathematical description of the dynamic processes of the oscillatory nature in the hoisting ropes.

A mathematical description of dynamical processes of oscillatory character in the ropes of a double-end lifting installation is obtained for force transients in the form of an analytical differential equation. The coefficients of the rope safety factor are determined taking into account dynamic loads.

Key words: hoist; dynamics; mathematical model; differential equation; dynamic factor; margin of safety.

1. Введение

При расчете канатов клетьевого шахтного подъемника с разрезным барабаном принимают высокие коэффициенты запасов прочности, исходя из опыта эксплуатации. Однако важно знать максимальные динамические усилия в канатах с учетом колебательных процессов механической системы подъемника с упругими звеньями и их действительный запас прочности.

2. Анализ литературных данных

Ряд авторов [1, 2] рассматривали колебательные процессы подъемника с разрезным барабаном с точки зрения перехода каната через разрез барабана. Как известно, в подъемниках этого типа наилучшим образом сочетаются повышенная канатоемкость с уменьшенными габаритами. Барабан состоит из двух частей – широкой (заклиненной) и узкой (переставной). В данной работе определяются динамические усилия в канатах клетьевого подъемника, оборудованного качающимися площадками, и их действительный запас прочности. Максимальные динамические усилия в рассматриваемом подъемнике формируются при переходных процессах – пуске электродвигателя, аварийном торможении механическими тормозами и застревании клетки в стволе.

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является определение максимальных динамических усилий в канатах шахтного подъемника и их коэффициентов запасов прочности.

Для достижения поставленной цели необходимо построить динамическую схему шахтной подъемной установки, получить математическое описание динамических процессов колебательного характера в канате подъемника и определить коэффициенты запасов прочности каната с учетом динамики канатов.

4. Построение динамических схем подъемной установки

При построении эквивалентной динамической крутильной схемы подъемника с машиной ЦР–6х3,4/0,6 (см. рис. 1) для определения динамических нагрузок выполнен расчет жесткостей валов и канатов, моментов инерции дискретных масс, приведенных к оси вращения органа навивки крутильной системы (см. табл. 1).

При составлении эквивалентных динамических схем подъемной установки воспользуемся упрощениями, приведенными в [3–5]:

- ✓ канаты считаем невесомыми упругими звеньями;
- ✓ длину каната во время силового переходного процесса считаем постоянной;
- ✓ ротор двигателя, редуктор, органы навивки, направляющие шкивы и концевые грузы считаем дискретными массами;
- ✓ моменты электродвигателя, тормоза и силы тяжести концевых грузов считаем постоянными мгновенно приложенными величинами;
- ✓ подъемник принимаем однодвигательным, так как один из двух двигателей является резервным и не соединен с валопроводом.

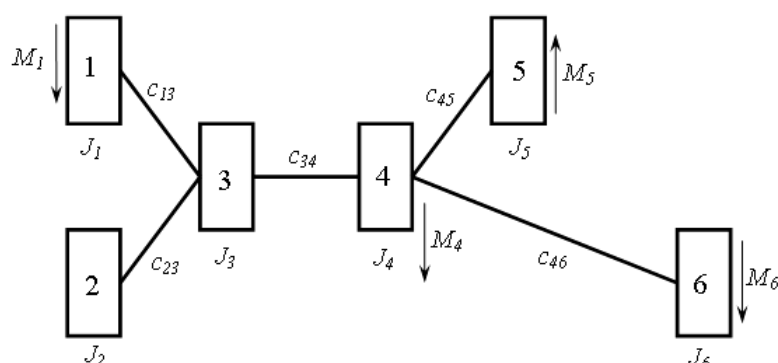


Рис. 1 – Эквивалентная динамическая крутильная схема подъемной установки типа ЦР–6х3,4/0,6: 1, 2 – электродвигатели; 3 – редуктор; 4 – барабан; 5, 6 – клетки; $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$ – приведенные моменты инерции соответствующих дискретных масс; M_1, M_4, M_5, M_6 – внешние моменты соответствующих масс; c_{13}, c_{23}, c_{34} – крутильные жесткости участков валопровода; c_{45}, c_{46} – крутильные жесткости соответственно короткого и длинного канатов

[4], а массой короткого каната пренебречь.

Анализ численных данных показывает, что приведенная жесткость валопровода на несколько порядков больше приведенной жесткости канатопровода. Поэтому податливостью валопровода можно пренебречь и считать его абсолютно жестким [3]. В этом случае моменты инерции электродвигателя, редуктора и барабана можно сложить и считать как одну дискретную массу. Одну треть массы длинного каната необходимо прибавить к клетке, исходя из равенства кинетических энергий

Таблица 1 – Приведенные жесткости и моменты инерции элементов подъемника

Жесткость участка, кНм/рад	Дискретная масса	Момент инерции, тм ²
c_{13}	J_1, J_2	72,8
c_{23}	J_3	72,8
c_{34}	J_4	472,47
c_{45}	J_5	102,564
c_{46}	J_6	196,16

Динаміка та міцність машин

В результате получили расчетную трехмассовую эквивалентную крутильную динамическую схему для клетьевого подъемника с качающимися площадками (см. рис. 2) со следующими параметрами: $J_1 = 102,564 \text{ тм}^2$; $J_2 = 615,27 \text{ тм}^2$; $J_3 = 196,16 \text{ тм}^2$; $c_{12} = 26608 \text{ кНм/рад}$; $c_{23} = 2881 \text{ кНм/рад}$.

При расчете максимальных динамических нагрузок в канатах принимаем момент внешних сил $M_2(t)$ постоянным, мгновенно приложенным, как худший случай. Динамические нагрузки в рассматриваемой трехмассовой динамической модели при вынужденных колебаниях описываются следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами в моментах сил упругости:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + k_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \beta_{12}^2 \cdot M_{12} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} - \frac{c_{12} k_{23}}{c_{23} J_2} \dot{M}_{23} &= \frac{c_{12}}{J_1} M_1(t) - \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t); \\ \ddot{M}_{23} + k_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \dot{M}_{23} + \beta_{23}^2 \cdot M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} - \frac{c_{23} k_{12}}{c_{12} J_2} \dot{M}_{12} &= \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t) - \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

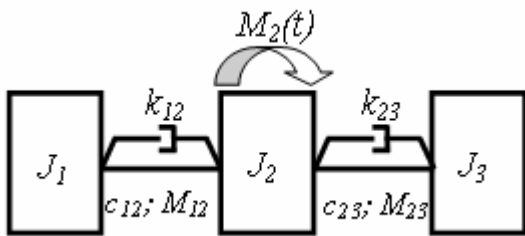


Рис. 2 – Расчетная крутильная динамическая схема подъемника с упругими звеньями (канатами): c_{12} , c_{23} – приведенные крутильные жесткости ветвей соответственно левого (короткого) и правого (длинного) канатов; J_1 , J_3 – приведенные к оси органа намотки моменты инерции дискретных масс конечных грузов с учетом массы канатов, J_2 – приведенный к оси барабана суммарный момент инерции барабана, редуктора и ротора электродвигателя с учетом массы канатов; k_{12} , k_{23} – коэффициенты диссипации соответственно короткого и длинного канатов; $M_2(t)$ – внешний момент, прикладываемый к барабану; M_{12} ; M_{23} – моменты упругости ветвей канатов

где $\beta_{12} = \sqrt{c_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$, $\beta_{23} = \sqrt{c_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right)}$ –

парциальные частоты свободных колебаний двухмассовых систем.

Для определения главных частот трехмассовой механической системы без диссипативных сил воспользуемся следующим характеристическим определителем, полученным из системы уравнений (1) [3]:

$$\begin{vmatrix} c_{12} - J_1 \beta^2 & -c_{12} & 0 \\ -c_{12} & c_{12} + c_{23} - J_1 \beta^2 & -c_{23} \\ 0 & -c_{23} & c_{23} - J_3 \beta^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (2)$$

Численные значения главных и парциальных частот динамической схемы подъемной установки (см. рис. 2) сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Значения главных и парциальных частот трехмассовой системы

Парциальная частота, 1/с	Главная частота, 1/с		
$\beta_{12} = 17,398$	$\beta_{23} = 4,401$	$\beta_1 = 17,42$	$\beta_2 = 4,32$

Анализ полученных данных показал, что парциальные частоты лежат между главными частотами и близки к ним по численным значениям. Это указывает на то, что высокую частоту трехмассовой системы канатного подъемника формирует короткий канат и порожняя клеть, а низкую частоту – длинный канат и груженная клеть.

При расчетах запас прочности длинного каната определяют по статической нагрузке в его верхнем и нижнем сечениях. Однако при работе подъемника возникают динамические нагрузки колебательного характера, поэтому определим действительный запас прочности канатов с учетом указанных нагрузок. Решение системы дифференциальных уравнений (1) проводится при приложении внешнего избыточного момента [4]:

$$M_2(t) = m \cdot a \cdot R_6 = 340,38 \text{ кНм}, \quad (3)$$

где $m = 113,46 \text{ т}$ – приведенная к радиусу органа навивки масса подъемника; $a = 1 \text{ м/с}^2$ – ускорение клетки при разгоне; $R_6 = 3 \text{ м}$ – радиус барабана.

Для клетьевого подъемника с качающимися площадками стационарные динамические нагрузки в канатах равны [3]:

$$M_{12}^{стат} = -M_2(t) \frac{J_1}{J_1 + J_2 + J_3} = -39,045 \text{ кНм}; \quad (4)$$

$$M_{23}^{стат} = M_2(t) \frac{J_3}{J_1 + J_2 + J_3} = 79,9 \text{ кНм}. \quad (5)$$

Максимальные колебательные динамические нагрузки в канатах определяются по коэффициентам динамичности μ_{12} и μ_{23} , найденных путем решения системы дифференциальных уравнений (1).

Результаты решения системы дифференциальных уравнений (1) с учетом диссипации канатов представлены на осциллограммах (см. рис. 3). Из рис. 3 видно, что короткий канат имеет две частоты колебаний – низкую и высокую, а длинный канат – только низкую.

Коэффициент динамичности канатов подъемной установки [3]:

$$\mu_{12} = \frac{M_{12}^{дин.макс}}{M_{12}^{стат}} = 2,45; \quad \mu_{23} = \frac{M_{23}^{дин.макс}}{M_{23}^{стат}} = 1,93, \quad (6)$$

где $M_{12}^{дин.макс} = -95,72 \text{ кНм}$; $M_{23}^{дин.макс} = 154,2 \text{ кНм}$ – максимальные динамические моменты в канатах (определяются из осциллограмм).

Для определения максимальных натяжений в канатах необходимо к максимальным динамическим напряжениям прибавить статические. Соответственно максимальные динамические усилия в канатах равны $F_{12}^{дин.макс} = -32 \text{ кН}$, $F_{23}^{дин.макс} = 51,4 \text{ кН}$.

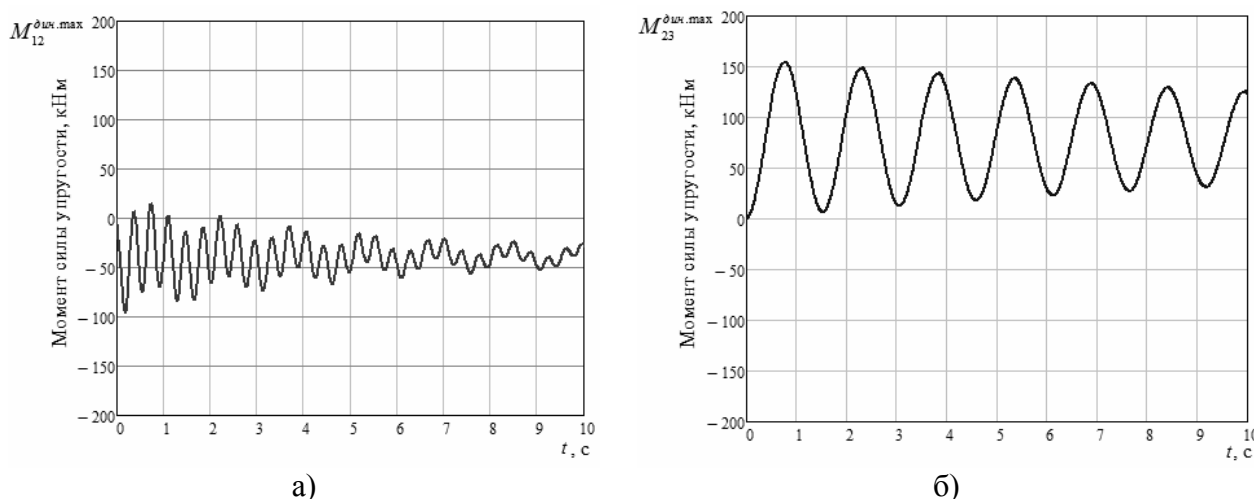


Рис. 3 – Момент силы упругости: а) в коротком канате; б) в длинном канате

Динаміка та міцність машин

Запас прочности каната с учетом динамических нагрузок:

- в нижнем сечении равен $m_n^{\text{дин}} = \frac{G_{\text{раз}}}{G_0 + F_{23}^{\text{дин. max}}} = 4,48$;
- в верхнем сечении равен $m_n^{\text{дин}} = \frac{G_{\text{раз}}}{G_0 + p_k \cdot g \cdot H_0 + F_{23}^{\text{дин. max}}} = 3,32$,

где $G_{\text{раз}} = 1190$ кН – суммарное разрывное усилие всех проволок каната;

$G_0 = (Q_{\text{кл}} + 2 \cdot Q_{\text{гр}} + 2 \cdot Q_{\text{ваг}}) \cdot g = 213,87$ кН – концевая нагрузка на канат;

$Q_{\text{кл}} = 9200$ кг – масса порожней двухэтажной клетки; $Q_{\text{гр}} = 5200$ кг – масса груза в вагонетке; $Q_{\text{ваг}} = 1078$ кг – масса вагонетки; $p_k = 12,05$ кг/м – погонная масса одного метра смазанного каната; $H_0 = 735$ м – высота отвеса каната.

Расчетные статические запасы прочности канатов равны:

$$m_n^{\text{ст}} = 8,93 > [8,5], \quad m_e^{\text{ст}} = 6,28 > [4,5],$$

где $[8,5]$, $[4,5]$ – минимально допустимые статические коэффициенты запаса прочности канатов для грузового подъема соответственно в его нижнем и верхнем сечениях.

Как видно из расчетов, для клетьевого подъема с качающимися площадками при учете динамических нагрузок коэффициенты запасов прочности канатов значительно уменьшаются по сравнению со статическими.

Выводы

Рассмотрены динамические процессы в канатах шахтного подъемника с одним разрезным барабаном и качающимися площадками. Построена эквивалентная динамическая схема подъемной установки и получено математическое описание динамических процессов колебательного характера в канатах подъемника при силовых переходных процессах при приложении внешнего момента к барабану. Определены коэффициенты динамичности и запасов прочности каната с учетом динамических нагрузок.

Список использованных источников:

1. Лукин И. Ф. Исследование динамических процессов в валопроводе шахтной подъемной машины с разрезным цилиндрическим барабаном : дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.05 Подъемно-транспортные машины. – Х., 1966. – 182 с.
2. Козар Л. М. Вплив динамічних і статичних навантажень розрізного барабана підйомника на стабільність його роботи при переході каната через розріз : автореф. ... канд. техн. наук: 05.05.05 Піднімально-транспортні машини / Л. М. Козар. – Х., 2004. – 21 с.
3. Федорова З. М. Подъемники : учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров. – К. : Вища шк., 1976. – 294 с.
4. Шахтный подъем : науч.-производственное изд. / В. Р. Бежок, В. И. Дворников, И. Г. Манец, В. А. Пристром ; общ. ред. Б. А. Грядущий, В. А. Корсун. – Донецк : ООО «Юго-Восток Лтд», 2007. – 624 с.
5. Осецкий В. М. Техническая механика (Механика общая и механика машин) : учеб. пособие для горных вузов / Всеволод Михайлович Осецкий. – М. : Госгортехиздат, 1962. – 471 с.
6. Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин : моногр. / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров ; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск : [б. и.], 2002. – 368 с.

References

1. Lukin, I 1966, 'Issledovaniye dinamicheskikh protsessov v valoprovode shakhtnoy podyemnoy mashiny s razreznyim tsilindricheskim barabanom', Kand.tekh.n. thesis, Ukrainkiy zaochnyy politekhnicheskiiy institute, Kharkiv.
2. Kozar, L 2004, 'Vplyv dynamichnykh i statychnykh navantazhen rozriznoho barabana pidiomnyka na stabilnist yoho roboty pry perekhodi kanata cherez rozriz', Kand.tekh.n. abstract, Ukrainka inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv.
3. Fedorova, Z, Lukin, I & Nesterov, A 1976, *Podyemniki*, Vishcha shk., Kyiv.
4. Gryadushchiy, B, Bezhok, V, Dvornikov, V, Manets, I & Pristrom, V 2007, *Shakhtnyy podyem*, ООО 'Yugo-Vostok Ltd', Donetsk.
5. Osetskiiy, V 1962, *Tekhnicheskaya mekhanika (Mekhanika obshchaya i mekhanika mashin)*, Gosgortekhzdat, Moskva.
6. Loveikin, V & Nesterov, A 2002, *Dinamicheskaya optimizatsiya podyemnykh mashin*, Vostochnoukr. nats. un-t im. V. Dalya, Lugansk.

Стаття надійшла до редакції 22 травня 2017 р.