

22. Старов, Л. С. О механических напряжениях, создаваемых гидростатическим давлением в арочном преобразователе [Текст] / Л. С. Старов, Н. Н. Голосницкая, М. И. Карновский // Вестник Киевского политехнического института. Серия: радиотехника и электроакустика. – 1976. – Вып. 13. – С. 80–82.
23. Wollett, R. S. Effective coupling factor of single-degree-of-freedom transducers [Text] / R. S. Wollett // J. Acoust. Soc. Amer. – 1963. – Vol. 35, № 12. – P. 1837–1838.
24. Старов, Л. С. Частоты и формы собственных колебаний арочных преобразователей [Текст] / Л. С. Старов // Вопросы судостроения. Серия: акустика. – 1974. – Вып. 1. – С. 155–167.
25. Federhofer, K. Berechnung der niedrigsten eigenschwingungszahl des radialbelasteten Kreislogens [Text] / K. Federhofer // Ing. Archiv. – 1933. – № 3. – P. 118–124.
26. Walking, F. W. Schwingungszahlen und schwingung stormen von kreisbogentragerb [Text] / F. W. Walking // Ing. Archiv. – 1934. – Bd. 5, № 6. – P. 429–449.
27. Holland, R. Representation of dielectric, elastic and piezoelectric losses by complex coefficients [Text] / R. Holland // IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics. – 1967. – VP. SU-14, №4. – P. 18–20.
28. Land, C. E. Dependence of small-signal parameters of ferroelectric ceramic resonators upon state of polarization [Text] / C. E. Land, G. W. Smith, C. R. Westgate. // IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics. – 1964. – Vol. SU-2. – P. 8–19.
29. Филиппов, А. П. Колебания упругих систем [Текст] / А. П. Филиппов. – Киев : АН УССР, 1956. – 322 с.
30. Вольмир, А. С. Нелинейная динамика пластинок и оболочек [Текст] / А. С. Вольмир. – М. : Наука, 1972. – 432 с.
31. Шульга, Н. А. Колебания пьезокерамических тел [Текст] / Н. А. Шульга, А. М. Болкисев. – Киев. : Наукова думка, 1990. – 228 с.

У статті розглянуті динамічні силові перехідні процеси в канатопроводі однобарабанного і двохбарабанного підйомників з урахуванням дисипації канатів і демпфуючих пристроїв. Коливальні процеси в канатах підйомників описані диференціальними рівняннями в моментах сил пружності з постійними коефіцієнтами і графічно показані на осцилограмах. Визначені динамічні параметри канатів підйомників при варіюванні коефіцієнтами дисипації демпфуючих пристроїв

Ключові слова: підйомники, динамічні навантаження, демпфуючі пристрої в канатах, коефіцієнт дисипації, коефіцієнт динамічності

В статье рассмотрены динамические силовые переходные процессы в канатопроводе однобарабанного и двухбарабанного подъемников с учетом диссипации канатов и демпфирующих устройств. Колебательные процессы в канатах подъемников описаны дифференциальными уравнениями в моментах сил упругости с постоянными коэффициентами и графически показаны на осциллограммах. Определены динамические параметры канатов подъемников при варьировании коэффициентами диссипации демпфирующих устройств

Ключевые слова: подъемники, динамические нагрузки, демпфирующие устройства в канатах, коэффициент диссипации, коэффициент динамичности

УДК 621.863.2:534.11

УМЕНЬШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КАНАТАХ БАРАБАННЫХ ПОДЪЕМНИКОВ

Т. Н. Осипова

Ассистент*

E-mail: tanya_338@mail.ru

А. П. Нестеров

Доктор технических наук, профессор*

*Кафедра металлорежущего
оборудования и транспортных систем
Украинская инженерно-педагогическая
академия
ул. Университетская, 16, г. Харьков,
Украина, 61003

1. Введение

В процессе эксплуатации барабанных подъемников возникают максимальные динамические нагрузки в канатах колебательного характера, как при эксплуатационных режимах работы, так и при предохранительном торможении. Эти колебания вызывают увеличение нагрузок в канатах по сравнению со стационарными значениями и, следовательно, уменьшается запас прочности подъемного каната, а

в клетевых подъемниках происходит нарушение вестибулярного аппарата рабочих. Поэтому актуальной является необходимость уменьшить колебания подъемных сосудов на канатах. В настоящей работе для уменьшения динамических нагрузок в канатах подъемников предлагается применять демпфирующие устройства, устанавливаемые в прицепном звене подъемных сосудов, что позволит улучшить эксплуатационные характеристики подъемников в целом.

2. Анализ литературных данных

В канатах подъемников различных отраслей промышленности возникают колебательные переходные процессы, исследованием которых с целью их уменьшения занимались такие авторы [1 – 9]. Ранее динамические процессы в канатах подъемников рассматривались без применения демпфирующих устройств, то есть колебания канатов затухали за счет его диссипативных свойств [10 – 13]. Необходимо рассмотреть динамические процессы колебательного характера в канатах одноконцевого и двухконцевого подъемников с учетом массы каната, приведенной от узла колебаний, собственной диссипации канатов и коэффициентов диссипации демпфирующих устройств. Для уменьшения колебаний канатов и подъемного сосуда в конструктивную схему подъемников необходимо добавить демпфирующее устройство, расположенное между канатом и клетью в подвесном устройстве [1, 13], и определить область его рациональных динамических параметров.

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является определение динамических нагрузок в канатопроводе подъемников и их уменьшение за счет введения в прицепное устройство клетки демпфирующего устройства.

Для достижения поставленной цели необходимо получить эквивалентные динамические крутильные системы подъемников с дискретными массами, упругими звеньями – канатами и демпфирующими устройствами. При варьировании коэффициентами диссипации демпфирующих устройств, определить коэффициенты динамичности канатов подъемников и область рациональных параметров диссипативных коэффициентов демпферов.

4. Уменьшение динамических нагрузок в канатах одноконцевого подъемника

К рассмотрению примем одноконцевой подъемник типа 1–6х2,4 Д и двухконцевой типа 2Ц–5х2,4. Конструктивная (рис. 1, а) и динамическая (рис. 1, б) одноконцевого подъемника представлена на рис. 1.

При составлении эквивалентных динамических схем подъемников примем следующие упрощения: валы и канаты считаем невесомыми упругими звеньями; длину каната во время силового переходного процесса считаем постоянной; ротор двигателя, соединительные муфты, редуктор, органы навивки, направляющие шкивы и подъемные сосуды считаем дискретными массами; моменты электродвигателя, тормоза и силы тяжести конечных грузов считаем постоянными мгновенно приложенными величинами [1]; один из двух двигателей является резервным и не соединен с валопроводом; копровые шкивы считаем невесомыми, массы канатов приведем к дискретным массам подъемника от узла колебаний на основе равенства кинетических энергий по методу С. П. Тимошенко – С. Н. Кожевникова [14 – 15].

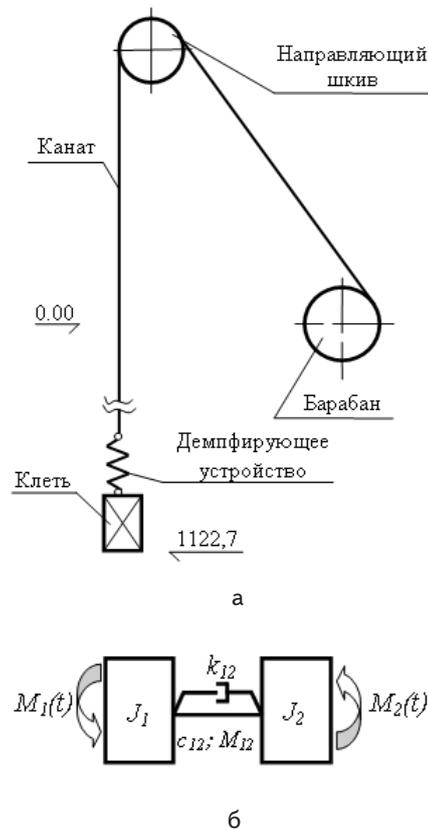


Рис. 1. Схемы одноконцевой подъемной установки типа 1–6х2,4 Д: а – конструктивная; б – крутильная динамическая: c_{12} – приведенная крутильная жесткость каната; J_1 – приведенный момент инерции грузной клетки с учетом массы каната, J_2 – приведенный суммарный момент инерции барабана, редуктора и ротора электродвигателя с учетом массы каната; k_{12} – коэффициент диссипации каната и демпфирующего устройства; $M_1(t)$ – приведенный внешний момент, прикладываемый к концевому грузу; $M_2(t)$ – постоянный, мгновенно приложенный к барабану момент двигателя; M_{12} – упругий момент в канате

Колебательные процессы в канатах подъемной установки типа 1–6х2,4 Д (рис. 1, а) опишем следующим обыкновенным неоднородным дифференциальным уравнением в моментах сил упругости с постоянными коэффициентами [1]:

$$\ddot{M}_{12} + k_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \left(\frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} \right) M_{12} = \frac{c_{12}}{J_1} M_1(t) + \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t). \tag{1}$$

Стационарное напряженное состояние двухмассовой системы (рис. 1, а) равно:

$$M_{12}^{ст} = M_1(t) \frac{J_2}{J_1 + J_2} + M_2(t) \frac{J_1}{J_1 + J_2}. \tag{2}$$

Коэффициенты динамичности в канатах подъемников определяются по формуле:

$$\mu_{sj}^{\max} = \frac{M_{ij}^{\text{дин.макс}}}{M_{ij}^{\text{стат}}}, \quad (3)$$

где $M_{ij}^{\text{дин.макс}}$ – максимальный динамический момент в ij -той упругой связи (определяется по осциллограммам на основании решения дифференциального уравнения (1)).

Коэффициент диссипации каната найден по известному коэффициенту жесткости [16]:

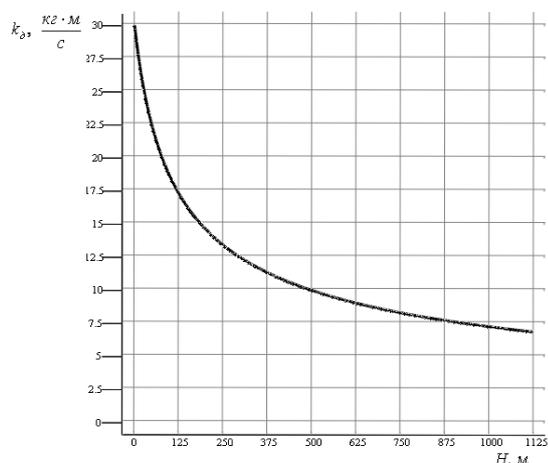
$$\lambda_k = \frac{\delta \sqrt{c_k \cdot m_{гп}}}{\pi}, \quad (4)$$

где $\delta = 0,23$ – логарифмический декремент колебаний, определен по осциллограммам из [2];

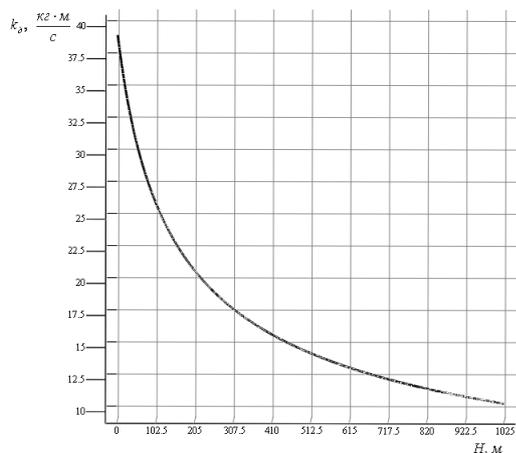
c_k – жесткость каната;

$m_{гп}$ – масса концевой груза.

Значения коэффициентов диссипации канатов для одноконцевой (рис. 2, а) и двухконцевой (рис. 2, б) подъемных установок изменяются в зависимости от длины каната и концевой груза и приведены на рис. 2.



а



б

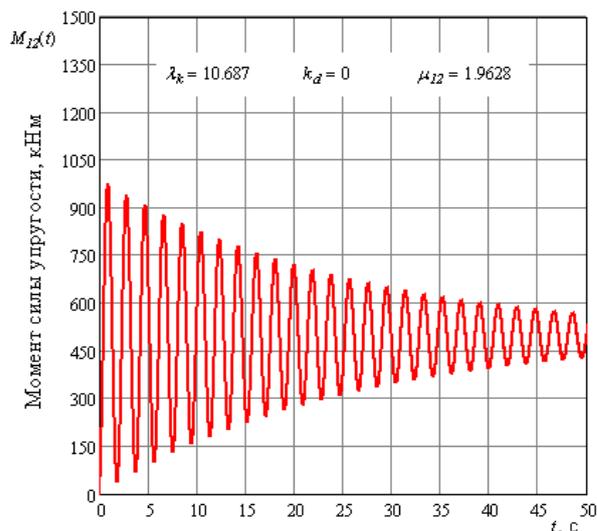
Рис. 2. Зависимость коэффициентов диссипации канатов от высоты подъема: а – однобарабанной подъемной машины типа 1–6х2,4 Д; б – двухбарабанной подъемной машины типа 2Ц–5х2,4

Коэффициент диссипации ветви каната $k_{в,к}$ равен:

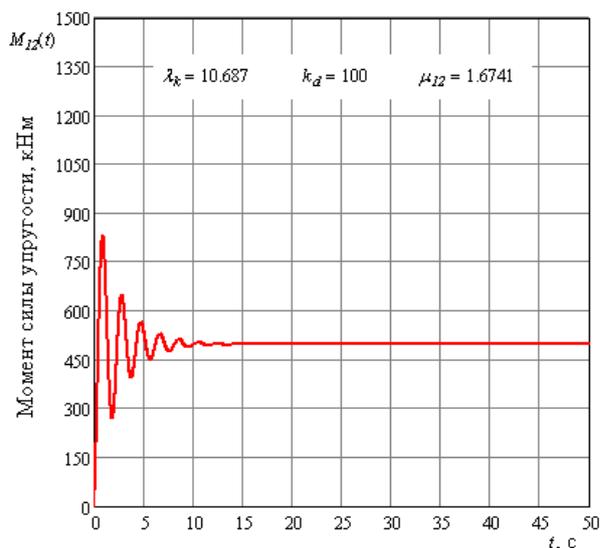
$$k_{в,к} = \lambda_k + k_d, \quad (5)$$

где k_d – коэффициент диссипации демпфирующего устройства.

Колебания усилия в ветви каната при приложении постоянных внешних моментов $M_1(t)$ и $M_2(t)$ с учетом только диссипаций каната (рис. 3, а); с учетом диссипаций каната и демпфирующего устройства представлены на осциллограмме (рис. 3, б).



а



б

Рис. 3. Колебания момента силы упругости в длинной ветви каната при подъеме груза с горизонта 1025 м: а – с учетом только диссипации каната; б – учетом диссипаций каната и демпфирующего устройства

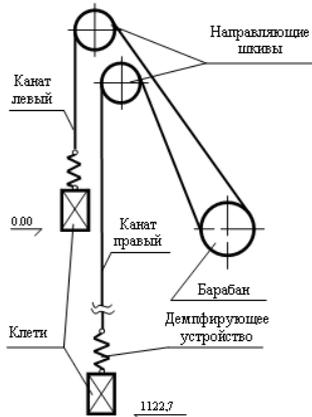
Из рис. 3 видно, что при введении демпфирующего устройства колебания каната уменьшаются:

- по максимальной амплитуде упругого момента от 974,7 кНм до 831,34 кНм;
- по времени затухания от 100 с до 12 с;
- по коэффициенту динамичности от 1,963 до 1,674.

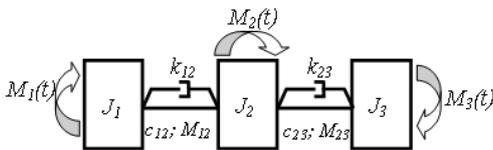
ской модели двухконцевой подъемной установки типа 2Ц-5х2,4 опишем следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами в моментах сил упругости:

5. Уменьшение динамических нагрузок в канатах двухконцевой подъемника

На рис. 4 представлены конструктивная (рис. 4, а) и динамическая (рис. 4, б) схемы двухконцевой подъемной установки.



а



б

Рис. 4. Схемы двухконцевой подъемной установки типа 2Ц-5х2,4: а – конструктивная; б – крутильная динамическая; c_{12}, c_{23} – приведенные крутильные жесткости ветвей соответственно левого (короткого) и правого (длинного) канатов; J_1, J_3 – приведенные моменты инерции дискретных масс грузе-ных клеток с учетом массы канатов, J_2 – приведенный суммарный момент инерции двух барабанов, редуктора и ротора электродвигателя с учетом массы канатов; k_{12}, k_{23} – коэффициенты диссипации соответственно короткого и длинного канатов сложенные с демпфирующими устройствами; $M_1(t), M_3(t)$ – приведенные внешние момент, прикладываемые к концевому грузу; $M_2(t)$ – внешний момент, прикладываемый к барабанам; M_{12}, M_{23} – моменты упругости ветвей канатов соответственно короткого и длинного

Динамические нагрузки в ветвях канатов крутильной трехмассовой динамиче-

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + k_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \beta_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12} k_{23}}{c_{23} J_2} \dot{M}_{23} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} &= \frac{c_{12}}{J_1} M_1(t) - \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t); \\ \ddot{M}_{23} + k_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \dot{M}_{23} + \beta_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23} k_{12}}{c_{12} J_2} \dot{M}_{12} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} &= \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t) - \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t), \end{aligned} \right\} (6)$$

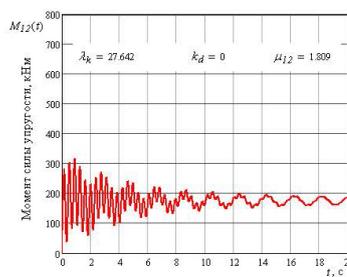
где $\beta_{12} = \sqrt{c_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$, $\beta_{23} = \sqrt{c_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right)}$ – парциальные частоты свободных колебаний двухмассовой системы с учетом массы каната.

Стационарные динамические нагрузки трехмассовой системы (рис. 4, б) равны [1]:

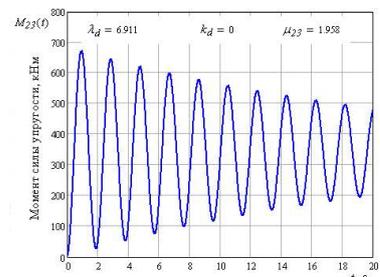
$$M_{12}^{стат} = M_1(t) \frac{J_2 + J_3}{J_1 + J_2 + J_3} - [M_2(t) + M_3(t)] \frac{J_1}{J_1 + J_2 + J_3}, \quad (7)$$

$$M_{23}^{стат} = [M_1(t) + M_2(t)] \frac{J_3}{J_1 + J_2 + J_3} - M_3(t) \frac{J_1 + J_2}{J_1 + J_2 + J_3}. \quad (8)$$

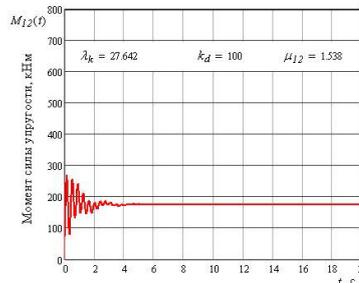
Результаты решения системы дифференциальных уравнений (6) с учетом диссипативных сил представлены на осциллограммах (рис. 5): M_{12} – короткий канат (рис. 5, а, рис. 5, в), M_{23} – длинный канат (рис. 5, б, рис. 5, г).



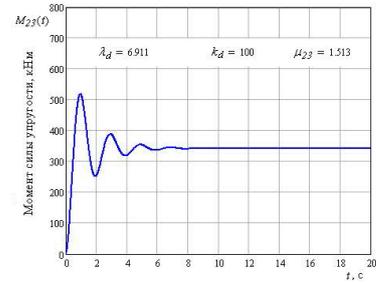
а



б



в



г

Рис. 5. Колебания моментов сил упругости ветвей канатов: а – короткой ветви с учетом только диссипации канатов; б – длинной ветви с учетом только диссипации канатов; в – короткой ветви с учетом диссипаций канатов и демпфирующих устройств; г – длинной ветви с учетом диссипаций канатов и демпфирующих устройств

Из рис. 5 видно, что максимальная амплитуда колебаний упругих моментов в длинном канате в два раза больше, чем в коротком из-за его меньшей жесткости. Применение демпфирующих устройств значительно уменьшает время затухания колебаний канатов в среднем в 10 раз и коэффициенты динамичности длинного и короткого канатов соответственно равны 1,538 и 1,513.

6. Выбор области рациональных параметров коэффициентов диссипации демпфирующих устройств

Определим рациональный коэффициент диссипации демпфирующих устройств путем его варьирования по коэффициентам динамичности канатов (табл. 1, табл. 2, рис. 6, рис. 7, а, б).

Таблица 1

Коэффициенты динамичности длинного каната одноконцевого подъемника типа 1–6х2,4 Д при варьировании коэффициентом диссипации демпфирующего устройства

Коэффициент диссипации демпфирующего устройства k_d , кг·м/с	40	80	120	160	200	240	280	320
Коэффициент динамичности каната μ_{12}	1,83	1,72	1,63	1,54	1,46	1,39	1,337	1,28
Коэффициент диссипации демпфирующего устройства k_d , кг·м/с	360	400	440	480	520	560	600	640
Коэффициент динамичности каната μ_{12}	1,236	1,19	1,16	1,13	1,09	1,07	1,05	1,03

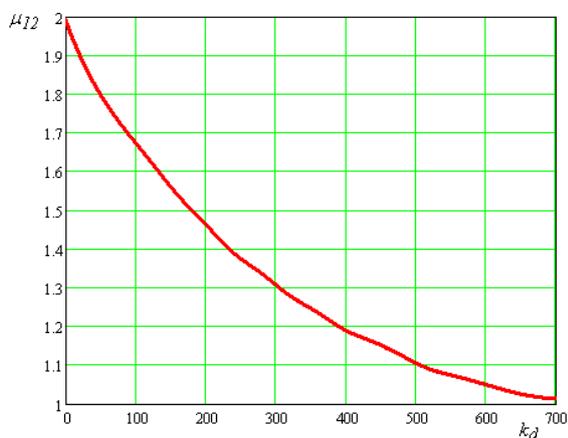


Рис. 6. Зависимость коэффициента динамичности длинного каната одноконцевого подъемника от коэффициента диссипации демпфирующего устройства

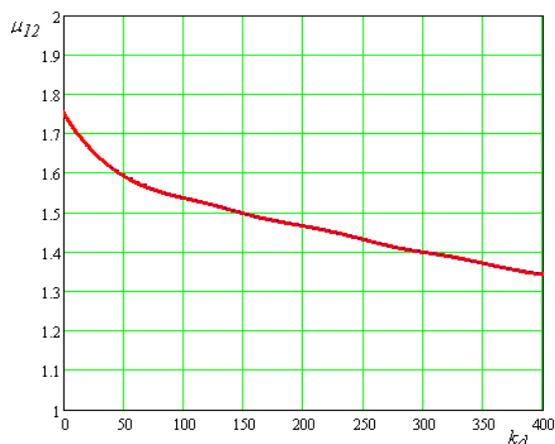
Проанализировав рис. 6, можно сказать, что рациональный коэффициент диссипации демпфирующего устройства k_d находится в пределах от 400 кг·м/с до

550 кг·м/с при этом коэффициент динамичности каната μ_{12} равен 1,2 ... 1,08.

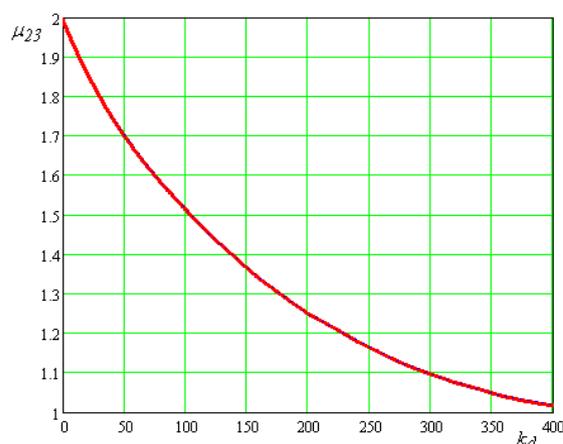
Таблица 2

Коэффициенты динамичности канатов двухконцевого подъемника типа 2Ц–5х2,4 при варьировании коэффициентом диссипации демпфирующего устройства

Коэффициент диссипации демпфирующего устройства k_d , кг·м/с	40	80	120	160	200	240	280	320	360	400
Коэффициент динамичности короткого каната μ_{12}	1,614	1,55	1,52	1,49	1,46	1,44	1,41	1,4	1,36	1,34
Коэффициент динамичности длинного каната μ_{23}	1,75	1,58	1,45	1,3	1,25	1,2	1,1	1,1	1,04	1,02



а



б

Рис. 7. Зависимость коэффициента динамичности канатов двухконцевого подъемника от коэффициента диссипации демпфирующего устройства: а – короткого каната; б – длинного каната

Из рис. 7 видно, что при коэффициенте диссипации демпфирующих устройств $k_d = 400$ кг·м/с коэффициент динамичности длинного каната μ_{23} достиг практически единицы, а короткого каната – $\mu_{12} = 1,34$. Это явление объясняется тем, что короткий канат имеет большую жесткость и в нем формируется две частоты трехмассовой системы, которые гасятся с различной интенсивностью. Рациональный коэффициент диссипации демпфирующих устройств k_d находится в пределах от 300 кг·м/с до 400 кг·м/с.

7. Выводы

1. Для определения динамических нагрузок колебательного характера в канатопроводе барабанных подъемников получены эквивалентные динамические

схемы рассматриваемых подъемников, которые описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями в моментах сил упругости с постоянными коэффициентами.

2. Получены значения коэффициентов динамичности канатов подъемников при варьировании коэффициентами диссипации демпфирующих устройств и построены графики их зависимости.

3. Анализ характера изменения коэффициентов динамичности канатов при варьировании значениями коэффициентов диссипации демпфирующих устройств от 40 кг·м/с до 640 кг·м/с показывает, что с увеличением коэффициентов диссипации происходит интенсивное уменьшение коэффициента динамичности длинных канатов практически до 1, а коротких канатов – до 1,34 ... 1,31 в виду их большой жесткости.

Литература

- Федорова, З. М. Подъемники : учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов [Текст] / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров. – К. : Вища шк., 1976. – 294 с.
- Голубенцев А. Н. Динамика машин с упругими связями [Текст] : дис ... доктора техн. наук : 05.05.05 / А. Н. Голубенцев. – Днепродзержинск, 1956. – 454 с.
- Голубенцев, А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами [Текст] / А. Н. Голубенцев. – М. : Машгиз, 1959. – 146 с.
- Boroška, Ján Dynamic forces and an actual load of a wire rope during its operation [Text] / Ján Boroška, Janka Šaderová, Juraj Ritók // Acta Montanistica Slovaca. – 1996. – № 4. – P. 296-300.
- Dagang, Wanga Effect of various kinematic parameters of mine hoist on fretting parameters of hoisting rope and a new fretting fatigue test apparatus of steel wires [Text] / Dagang Wanga, Dekun Zhang, Zefeng Zhang, Shirong Ge // Engineering Failure Analysis. – 2012. – № 22. – P. 92– 112. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2012.01.008>.
- Bjoern, Ernst Determination of the redistribution shock load in climbing double rope systems [Text] / Bjoern Ernst, Wolfram Vogelb // Engineering Failure Analysis. – 2009. – Vol. 16, Is. 3. – P. 751–764. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.06.012>.
- Boroška, Ján Trends in production and using of the steel ropes [Text] / Ján Boroška, Vierošlav Molnár // Acta Montanistica Slovaca. – 2006. – Vol. 1. – P. 33-41.
- Tomczyk, Jerzy Identification of the suspended on the rope load physical model [Text] / Jerzy Tomczyk // Transport problems. – 2010. – Vol. 5, Is. 1. – P. 33-41.
- Gaikwad, A. V. Modeling And Analysis Of A Stair Case Lift For Material Handling System [Text] / A. V. Gaikwad, P. S. Ghawde, S. J. Kadam // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. – 2013. – Vol. 2, Is. 7. – P. 2645-2649.
- Ловейкин, В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин [Текст] : монография / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров. – Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск, 2002. – 368 с.
- Будіков, Л. Я. Наукові основи багатопараметричних досліджень та оптимізації перехідних процесів мостових кранів як єдиних електромеханічних систем [Текст] : атореф. дис. ... доктора техн. наук 05.05.05 / Л. Я. Будіков // Піднімально-транспортні машини. – Харків, 1997. – 33 с.
- Hatzigeorgiou, G. D. Maximum damping forces for structures with viscous dampers under near-source earthquakes [Text] / G. D. Hatzigeorgiou, N. G. Pnevmatikos // Engineering Structures. – 2014. – Vol. 68. – P. 1–13. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2014.02.036>.
- Park, Kwang-Phil Dynamic factor analysis considering elastic boom effects in heavy lifting operations [Text] / Kwang-Phil Park, Ju-Hwan Cha, Kyu-Yeul Lee // Ocean Engineering. – 2011. – Vol. 38, Is. 10. – P. 1100–1113. <http://dx.doi.org/10.1016/j.oceaneng.2011.04.007>.
- Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер; пер. с англ. Л. Г. Корнейчука. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
- Кожевников, С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах [Текст] / С. Н. Кожевников. – К. : Наук. думка, 1986. – 285 с.
- Стрелков, А. М. Метод определения основных характеристик шахтных подъемных установок в режиме реального времени [Текст] / А. М. Стрелков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), выпуск 16 «Горная механика и транспорт». – М. : Изд-во «Горная книга», 2011. – С. 314–318.