

УДК 622.673

Н.В. Серета, А.А. Чупрынин

Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А.Н. Бекетова, Харьков

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ КАНАТОВ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Динамические процессы в подъемной машине описываются системой дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка, учитывающих продольно-крутильные колебания подъемных канатов и продольные колебания уравновешивающих канатов. Установлено, что основное влияние на динамические усилия в упругих элементах подъемной установки в режиме пуска оказывают особенности внешнего силового воздействия, в частности, механические характеристики запуска двигателей. В режиме торможения динамические усилия в канатах достигают максимального значения в первый период процесса предохранительного торможения, т.е. до остановки ведущего шкива. В результате численного исследования получены данные о величинах наибольших продольных и крутильных деформаций, а также и напряжений, возникающих в канатах.

Ключевые слова: динамические усилия, продольно-крутильные деформации, нормальные напряжения, прочность, долговечность каната.

Подъемная установка представляет собой единую электромеханическую систему «электропривод – машина – канаты – концевые грузы», динамические процессы в которой описываются системой дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка, учитывающих продольно-крутильные колебания подъемных канатов и продольные колебания уравновешивающих канатов [1]:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{q_1}{g} \cdot \frac{\partial^2 U_i(x,t)}{\partial t^2} &= E_1 F_1 \frac{\partial^2 U_i(x,t)}{\partial x^2} + \\ &+ k_1 E_1 F_1 \frac{\partial^2 \theta_i(x,t)}{\partial x^2} + \frac{q_1}{g} (g \pm \dot{V}_c) \\ \frac{q_1 r_1^2}{g} \cdot \frac{\partial^2 \theta_i(x,t)}{\partial t^2} &= k_1 E_1 F_1 \frac{\partial^2 U_i(x,t)}{\partial x^2} + \\ &+ (B + k_1^2 E_1 F_1) \frac{\partial^2 \theta_i(x,t)}{\partial x^2} \\ \frac{q_2}{g} \cdot \frac{\partial^2 \omega_i(x,t)}{\partial t^2} &= E_2 F_2 \frac{\partial^2 \omega_i(x,t)}{\partial x^2} + \\ &+ \frac{q_2}{g} (g \pm \dot{V}_c) \quad (i=1,2), \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где U_i, θ_i – продольные и крутильные деформации подъемных канатов; ω_i – продольная деформация уравновешивающих канатов; q_1, r_1 – погонный вес и радиус инерции единицы длины подъемного каната; $E_1 F_1, E_2 F_2$ – жесткость соответственно подъемного и уравновешивающего канатов при чистом растяжении; B – жесткость подъемного каната при чистом кручении; k_1 – коэффициент

взаимности крутящих и продольных деформаций подъемного каната; \dot{V}_c – ускорение точек обода шкива; g – ускорение свободного падения. Деформации, нагрузки, напряжения и другие обозначения, относящиеся к поднимающейся ветви подъемного каната, обозначены индексом 1, а для опускающейся ветви каната – индексом 2.

При описании движения перекинутого через шкив подъемного каната с двумя концевыми грузами Q_1 и Q_2 , расположенными в направляющих, использовались следующие граничные условия [2, 3]:

а) в поперечных сечениях ветвей каната $x = l_i(t)$

$$\begin{aligned} U_i(l_i, t) &= \int_0^t \frac{\partial U_i(l_i, t)}{\partial x} \dot{l}_i dt; \quad \theta_i(l_i, t) = \\ &= \int_0^t \frac{\partial \theta_i(l_i, t)}{\partial x} \dot{l}_i dt; \quad (i=1, 2) \end{aligned} \quad (2)$$

б) в поперечном сечении каната при $x = L_i$ граничным условием будет уравнения движения концевых грузов по жестким направляющим, которые исключают возможность раскручивания $U_i(L_i, t) = \omega_i(L_i, t); \quad \theta_i(L_i, t) = 0;$

$$\begin{aligned} \frac{Q_i}{g} \cdot \frac{\partial^2 U_i(L_i, t)}{\partial t^2} + E_1 F_1 \frac{\partial U_i(L_i, t)}{\partial x} + \\ + k_1 E_1 F_1 \frac{\partial \theta_i(L_i, t)}{\partial x} - E_2 F_2 \frac{\partial \omega_i(L_i, t)}{\partial x} = \\ = Q_i (1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g}); \quad (i=1, 2) \end{aligned} \quad (3)$$

в) в нижнем конце уравновешивающего каната $x = z_i + l_i(t)$

$$E_2 F_2 \frac{\partial \omega_i(z_i + l_i, t)}{\partial x} = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (4)$$

Эта система уравнений принята в качестве математической модели подъемной машины при исследовании динамических процессов [3]. К ней нужно добавить уравнения, описывающие процессы в электроприводе:

а) для подъемной установки с электроприводом по системе «тиристорный преобразователь – двигатель» (ТП-Д)

$$\begin{cases} T_\mu \frac{dE_d}{dt} + E_d = U_{\text{вх}} \\ ST_\mu \frac{dI_\mu}{dt} + SI_\mu + (1-S)\omega_1 = E_d \\ I_1 \omega_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_\mu I_\mu \\ I_2 \omega_2 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = -R[P_1^{(1)}(x, t) - P_1^{(2)}(x, t)] \end{cases} \quad (5)$$

б) для подъемной установки с асинхронным приводом

$$\begin{cases} I_1 \omega_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{нач}} - \beta \omega_1 \\ I_2 \omega_2 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = -R[P_1^{(1)}(x, t) - P_1^{(2)}(x, t)], \end{cases} \quad (6)$$

где T_μ – постоянная времени системы управления ТП-Д; E_d – э.д.с. преобразователя; $U_{\text{вх}}$ – напряжение на входе системы управления; T_μ и I_μ – постоянная времени и ток якорной цепи; S – скольжение; c_{12} – приведенная крутильная жесткость валопровода; $\omega_1 = \dot{\varphi}_1$ и $\omega_2 = \dot{\varphi}_2$ – угловые скорости вращения двигателя и ведущего шкива; R – радиус ведущего шкива; $M_{\text{нач}} - \beta \omega_1$ – момент, развиваемый асинхронным двигателем с учетом переключения ступеней (за счет изменения β); $P_1^{(1)}(x, t)$ и $P_1^{(2)}(x, t)$ – усилия каната соответственно поднимающейся и опускающейся ветви.

Динамические нагрузки, обусловленные конструктивными несовершенствами шахтных подъемных установок и силовыми переходными процессами, можно описать временными функциями.

Основной критерий работоспособности каната – характер распределения напряжений в его поперечном сечении. Поскольку канат – сложная механическая система, основными напряжениями, возникающими в проволоках каната, являются нормальные σ_p изгибаемые σ_u и кручения τ .

Запишем формулы для определения этих напряжений в подъемном канате:

$$\begin{aligned} \sigma_p = E_{np} \left[\frac{\partial V_1}{\partial x} \left(\cos \beta \cos \alpha + \frac{r}{r_0} \sin^3 \beta \sin \alpha \right) \times \right. \\ \left. \times \cos \alpha \cos \beta + \frac{\partial V_2}{\partial x} \left(\cos \alpha \cos \beta + \frac{r}{r_0} \sin \alpha \sin^3 \beta \right) \times \right. \\ \left. \times \cos \alpha \cos \beta \right]; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \sigma_u = E_{np} \frac{\delta}{2} \cos \phi \left\{ \frac{\partial V_1}{\partial x} \left[\frac{1}{2r_0} (1 + \cos^2 \alpha) \times \right. \right. \\ \left. \times \sin 2\alpha \sin^3 \beta \cos \beta - \frac{1}{4r_0} \sin 2\alpha \cos^2 \alpha \times \right. \\ \left. \times \sin^2 \beta \cos \phi - \frac{1}{4r} \sin^2 2\alpha \cos^2 \beta \right] + \\ \left. + \frac{\partial V_2}{\partial x} \left[\frac{1}{2} (1 + \cos^2 \beta) \cos 2\alpha \cos^2 \alpha \times \right. \right. \\ \left. \times \sin 2\beta \cos \phi - \frac{r_0}{8r} \sin^2 2\alpha \sin 2\beta + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} (1 + \cos^2 \alpha) \sin 2\alpha \cos^4 \beta \right] \}; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \tau = G \frac{\delta}{2} \cos \alpha \cos \beta \left\{ \frac{\partial V_1}{\partial x} \left(\frac{1}{r} \sin^3 \alpha \cos \beta + \right. \right. \\ \left. + \frac{1}{r} \sin^3 \beta \cos^3 \alpha \right) + \frac{\partial V_2}{\partial x} \left(\frac{r_0}{r} \sin^3 \alpha \sin \beta + \right. \\ \left. + \cos^3 \alpha \cos^3 \beta \right) \}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\sigma_{\text{экс}} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_u)^2 + 3\tau^2}, \quad (10)$$

где E_{np} – модуль продольной упругости материала проволоки; r, r_0 – радиусы слоев проволоки в пряди в канате; α, β – углы свивки проволоки в прядь и пряди в канат; ψ, ϕ – полярные углы в точках сечения проволоки и пряди; δ – диаметр проволоки; G – модуль сдвига; V_1, V_2 – продольные и крутильные перемещения каната.

Анализом формул (7) – (10) путем расчета на компьютере установлено, что наибольшие эквивалентные напряжения возникают в подъемных канатах грузовой ветви в верхнем крайнем положении, а наименьшие – в разгруженной ветви каната при нахождении сосуда в нижнем крайнем положении. Общая картина изменения напряжений в зависимости от времени показывает, что максимальные напряжения имеют место в начальный момент переходного процесса (рис. 1).

Значения напряжений, возникающих в канатах подъемной установки, получены для двух типов привода – тиристорного и асинхронного. Это позволяет сравнить их с позиций прочности механической части подъемной установки. При выборе оптимальных параметров шахтной подъемной установки рекомендуют пользоваться наиболее прогрессивным

методом оценки несущей способности канатов – расчетом по их сроку службы.

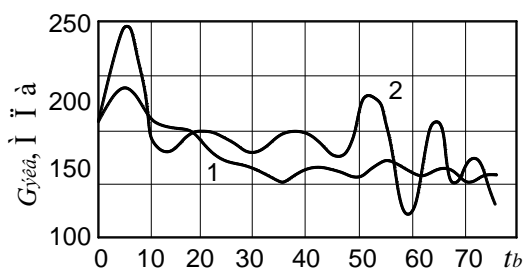


Рис. 1. Значение напряжения от времени

Шахтные канаты, а также канаты различных грузоподъемных машин работают в режимах нестационарных динамических нагрузок, вызывающих продольные или продольно-крутильные колебания.

Для оценки влияния колебательных процессов на срок службы канатов необходимо знать их динамическую долговечность N_d , которая является функцией средних σ_m и амплитудных σ_a напряжений циклов.

Теория долговечности упругих систем при переменных нагрузках, как известно, основана на выявлении действующих в системе максимальных и минимальных напряжений. С их помощью определим среднее и амплитудное напряжения для подъемных установок с тиристорным и асинхронным приводами.

Располагая этими данными для подъемных канатов, можно оценить долговечность последних, выраженную количеством повторных перегибов.

Кривая долговечности каната, построенная для проволочных канатов на основе экспериментальных данных изображена на рис. 2. Здесь по оси абсцисс отложено приведенное (по четвертой теории прочности) среднее напряжение в канате σ_m , а по оси ординат – количество повторных перегибов N_d , которое канат выдерживает до разрушения. Отметим, что кривые соответствуют значению амплитудных напряжений σ_a .

Воспользуемся кривыми для оценки долговечности канатов при переходе с асинхронного на тиристорный привод. При асинхронном приводе максимальное напряжение в канатах подъемных установок равно 260,4 МПа, а минимальное – 118,9 МПа.

Для тиристорного привода $\sigma_{\max} = 212,2$ МПа, $\sigma_{\min} = 145,2$ МПа. С помощью формул (10) при асинхронном приводе получаем

$$\sigma_m = \frac{260,4 + 118,9}{2} = 189,65 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{260,4 - 118,9}{2} = 70,75 \text{ МПа}.$$

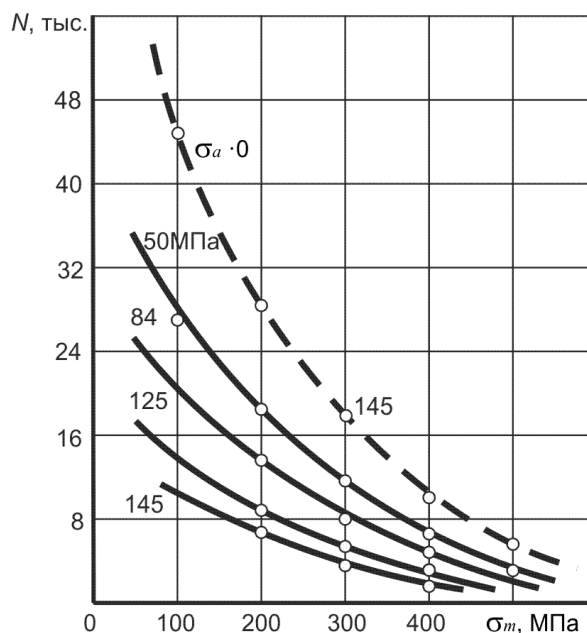


Рис. 2. Кривая долговечности канатов

При этих данных канат выдерживает до разрушения 15 тыс. повторных перегибов.

В случае использования тиристорного привода

$$\sigma_m = \frac{212,2 + 145,2}{2} = 178,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{212,2 - 145,2}{2} = 33,5 \text{ МПа},$$

т. е. долговечность каната составляет 24 тыс. повторных перегибов. При определении указанных значений пользовались линейной интерполяцией величин, представленных на рис. 2.

Таким образом, долговечность каната при переходе с асинхронного привода на тиристорный повышается в 1,6 раза.

Выводы

Итак, предложенная в статье методика обоснования и расчета долговечности каната как функция средних и амплитудных напряжений циклов позволяет по расчетным напряжениям оценить долговечность канатов при любых типах приводов.

Литература

1. Серета Н. В. Собственные частоты и формы главных продольно-крутильных колебаний шахтных подъемных и уравновешивающих канатов переменной длины / Н. В. Серета // Динамика и прочность машин. – 1980. – Вып. 32. – С. 103-111.
2. Бабенко А. Ф. К вопросу о динамической долговечности стальных канатов / А. Ф. Бабенко, В.

И. Бехерский. – В кн.: Стальные канаты. – Киев : Техника, 1966. – Ч. 3. – С. 140-145.

3. Середя Н.В. Динамика упругих систем многоканатных подъемных установок / Н.В. Середя, Л.В. Шипулина // Вісник «Динаміка і міцність машин». – Харків: НТУ «ХПИ», 2010. – № 37. – С. 164-169.

References

1. Sereda N. V. (1980). Eigenfrequencies and forms of main longitudinally-turning vibrations of mine подъемных and counterbalancing ropes of variable length. № 32, 103-111.
2. Babenko A.F., Beherskia V.I. (1966). To the question about dynamic longevity of steel ropes. In book: the Steel ropes. it is Kyiv: Technique, Sh. 3, 140-145.
3. Sereda N. V., Shipulina L. V. (2010). The dynamics of elastic systems multirope hoisting units. *Bulletin*

«Dynamics and strength of machines». Kharkov: NTU «KPI», № 37, 164-169.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Шпачук
Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А.Н. Бекетова

Автор: СЕРЕДА Наталья Васильевна
Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А.Н. Бекетова, кандидат технических наук, доцент
E-mail – natalisereda@mail.ru

Автор: ЧУПРЫНИН Александр Алексеевич
Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А.Н. Бекетова, кандидат технических наук, доцент
E-mail – sasha.chupr@gmail.com

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА МІЦНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТІВ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ

Н.В. Середя, О.О. Чупринін

Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, Харків

Динамічні процеси в підйомній машині описуються системою диференціальних рівнянь в приватних похідних другого порядку, що враховують поздовжньо-крутильні коливання підйомних канатів і поздовжні коливання врівноважуючих канатів. Встановлено, що основний вплив на динамічні зусилля у пружних елементах підйомної установки в режимі пуску надають особливості зовнішнього силового впливу, зокрема, механічні характеристики запуску двигунів. У режимі гальмування динамічні зусилля в канатах досягають максимального значення у перший період процесу запобіжного гальмування, тобто до зупинки ведучого шківів. В результаті чисельного дослідження отримані дані про величини найбільших поздовжніх і крутильних деформацій та напружень, що виникають у канатах.

Ключові слова: динамічні зусилля, поздовжньо-крутильні деформації, нормальні напруження, міцність, довговічність каната.

INFLUENCE DYNAMIC LOADS ON THE STRENGTH AND DURABILITY OF THE ELEVATOR INSTALLATION ROPES

N.V. Sereda, A.A. Shuprynin

O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv

Dynamic processes in the lift car are described by a system of park differential equations of the second order, taking into account the longitudinal and torsional vibrations of the hoisting ropes and longitudinal oscillations of counterbalancing ropes. It was found that the main influence on the dynamic forces in elastic elements of the elevator installation in the start-up mode is particularly made by external force action, in particular, the mechanical characteristics of engine starting. The dynamic braking force in the cables reaches the maximum value in the first period of the safety braking process, i.e., up to the drive pulley stop. As the result of the numerical study data on the values of the largest longitudinal and torsional deformations and tension in ropes are obtained.

Keywords: dynamic forces, longitudinal-torsional deformation, normal tension, strength, the rope durability.