

УДК 622.673.5

Н.Г. Винниченко, О.В. Казаков

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк
кафедра электронной техники
E-mail: pedant_06@mail.ru

УТОЧНЕНИЕ МЕТОДА КОНТРОЛЯ НАТЯЖЕНИЯ КАНАТОВ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Аннотация

Винниченко Н.Г., Казаков О.В. Уточнение метода контроля натяжения канатов шахтной подъемной установки. Проанализированы известные в настоящее время методы контроля натяжения канатов и выбран наиболее оптимальный. Уточнена математическая модель каната как винтовой цилиндрической пружины. Определена зависимость удлинения каната от величины нагрузки и его конструктивных особенностей.

Ключевые слова: канат, контроль, перегрузка, натяжение, датчик, подъемная установка, математическая модель.

Актуальность задачи.

Актуальность создания электронной системы, которая отслеживала бы равномерность натяжения канатов, обусловлена требованиями пункта 4.12.22 НПАОП 10.0-1.01-05 «Правил безопасности в угольных шахтах» о необходимости контроля относительной перегрузки канатов шахтной многоканатной подъемной установки [1].

Общая постановка проблемы.

При эксплуатации многоканатных подъёмных установок часто происходит разбаланс канатов вследствие разной степени их удлинения. При этом нагрузка на канаты распределяется неравномерно, и те из канатов, удлинение которых меньше, подвержены действию большей части нагрузки. Это приводит к неравномерному износу футеровки шкивов подъемных установок, перегрузке отдельных канатов, особенно при движении сосуда на этапе ускорения или торможения. Создаются предпосылки для аварийной ситуации, сопровождающейся обрывом и падением подъемных сосудов, разрушением стволов, а на людских подъемах – травмированием и гибелью людей.

Анализ известных решений.

В СССР в начале 60-х годов для измерения натяжений в канатах был создан прибор (разработка МакНИИ), основанный на измерении частоты поперечных колебаний каната ограниченной длины, которая (частота) непосредственно связана с натяжением. Однако из-за сильно выраженного дисперсионного характера таких колебаний идентификация численных значений усилий приводила к неоднозначным результатам, из-за чего прибор не нашел практического применения [2].

Самым простым и доступным способом измерения натяжений является так называемый волновой, предложенный в конце 50-х годов шведскими инженерами (теперь этот способ иногда так и называют – шведским) [2]. Недостатками такого способа измерения натяжения является необходимость использования человека в качестве приемника отраженного сигнала и невысокая точность измерений обычным секундомером. Для контроля натяжения канатов проходческих лебедок используются ограничители натяжения канатов ОНК-1М.У1 (в 80-х годах XX ст. выпускался институтом ВНИИОМШС г. Харьков [3], в настоящее время – компанией «СибТензоПрибор» г. Новосибирск [4]). Недостатком данного ограничителя является необходимость перегиба каната, а также использование

рычажно-роликовой системы, постоянство точности работы которой при действии продолжительных динамических нагрузок при движении каната обеспечить достаточно сложно. Также к недостаткам можно отнести: ограниченные диапазоны диаметров канатов и пределов контролируемых нагрузок; невысокую точность установления предела перенапряжения (погрешность составляет 10% от номинальной нагрузки ограничителя); относительно быстрый механический износ рычажно-роликовой системы.

В НИИГМ им. М.М. Федорова разработан комплекс технических средств, обеспечивающих безопасную эксплуатацию шахтных подъемных установок КТС БПУ. Комплекс предназначен для контроля натяжения канатов, защиты от провисания и напуска, контроля срабатывания парашютных устройств, контроля местоположения клетки в стволе, передачи и представления информации машинисту подъема [5]. Датчик натяжения данного комплекса, размещаемый на канате над подвесным устройством подъемного сосуда, осуществлял контроль нагрузки на канат по величине удлинения каната.

Во время эксплуатации датчик показал невысокую надёжность работы и практически осуществлял только контроль напуска (вертикальность положения) каната. Таким образом, на данный момент в Украине не создано автоматизированных систем, обеспечивающих надёжный контроль натяжения канатов шахтных подъемных установок. В связи с указанными недостатками существующих методов контроля натяжения, предлагается продолжить работы по совершенствованию технических средств, использующих метод контроля нагрузки на канат по величине удлинения последнего.

Данный метод обладает такими преимуществами над перечисленными выше методами:

1. Высоким быстродействием, обусловленным в основном только временем передачи информации по радиоканалу.

2. Высокой точностью измерений (обусловлена непосредственным измерением фактического усилия на канат).

3. Высокой надёжностью работы в различных климатических условиях и во всем допустимом диапазоне нагрузки канатов (т.к. чувствительные элементы не подвержены действию больших механических нагрузок).

4. Простотой обеспечения взрывобезопасности применяемых технических средств.

Постановка задач исследования.

Для реализации метода необходимы датчики линейных перемещений, для обоснования параметров и правильного выбора конструктивных типов которых требуется определить ожидаемые величины удлинений. Поэтому задачами данного исследования являются:

1) Уточнение математической модели каната как винтовой цилиндрической пружины;

2) Определение зависимости удлинения каната от величины нагрузки и его конструктивных особенностей.

Решение задач и результаты исследований.

В расчётной схеме (рис. 1) представим каждый слой в виде винтовой пружины кругового поперечного сечения диаметром d . Предположим, что винтовая пружина кругового поперечного сечения подвергается действию сил P , направленных по оси, и какой-либо виток лежит в плоскости, мало отличающейся от плоскости, перпендикулярной к оси пружины. Рассматривая равновесие верхней части пружины, ограниченной осевым сечением, например mn (рис. 1,2), можно заключить из уравнений статики, что усилия по поперечному сечению mn витка приводятся к срезающей силе P , приложенной в центре тяжести поперечного сечения, и к паре сил, действующей в плоскости поперечного сечения в направлении против хода часовой стрелки [6].

Радиус пружины считается неизменным в процессе её растяжения: $R_i = R = const$.

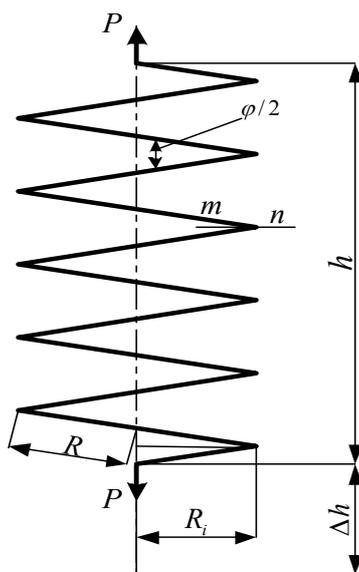


Рисунок 1 – Винтовая цилиндрическая пружина

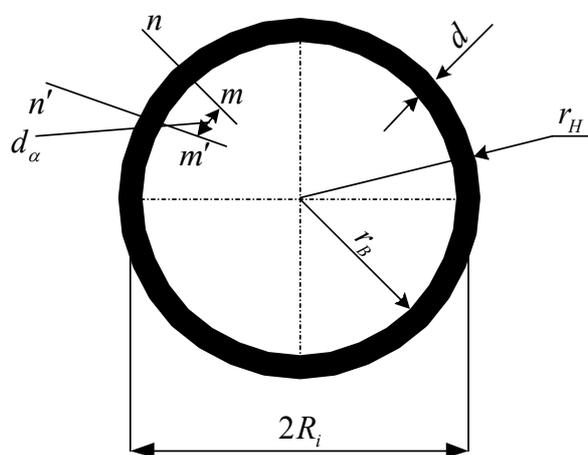


Рисунок 2 – Звено винтовой цилиндрической пружины

В работе [6] получено следующее выражение для опускания пружины:

$$\delta_i = \Delta h_i = \frac{64n_i P R_i^3}{G d_i^4}, \tag{1}$$

где G – модуль упругости при сдвиге; E – модуль упругости при растяжении; m – коэффициент Пуассона; d – диаметр поперечного сечения витка; Δh – полное опускание пружины (см. рис. 1); $i = 1, \dots, k$ – номер слоя; n – число витков.

Приравнявая опускания каждого слоя (1), получим:

$$n_{i+1} = n_i \frac{R_i^3}{R_{i+1}^3}. \tag{2}$$

Учитывая изменение радиуса пружины при её растяжении, принимается допущение о постоянстве длины витка пружины, т.е. $2\pi R = \text{const}$. Получено:

$$\Delta h = \frac{64n_i P R^3}{\sqrt{G_i^2 d_i^8 + 256P^2 R_i^4}}. \tag{3}$$

Если $[(256P^2 R^4)/(G^2 d^8)] \rightarrow 0$, то из формулы (3) получается формула (1).

В расчётах пружин при $[(256P^2R^4)/(G^2d^8)] < 0,1$ можно использовать зависимость (1), $[(256P^2R^4)/(G^2d^8)] \geq 0,1$ более точные результаты получаются по зависимости (3).

Приравнявая опускания каждого слоя (3), получим:

$$n_{i+1} = n_i \frac{R_i^3}{R_{i+1}^3} \frac{\sqrt{G_{i+1}^2 d_{i+1}^8 + 256P^2 R_{i+1}^4}}{\sqrt{G_i^2 d_i^8 + 256P^2 R_i^4}}. \quad (4)$$

При наличии стального сердечника диаметром d_c необходимо учесть его удлинение под действием силы P . Считая сердечник однородным длинным цилиндром, по известным зависимостям сопротивления материалов получаем

$$\delta_c = \Delta h_c = \frac{Ph}{E \frac{\pi d_c^2}{4}}. \quad (5)$$

Для первого слоя согласно зависимости (2) его опускание равно:

$$\Delta h_1 = \frac{64n_1 PR^3}{\sqrt{G_1^2 d_1^8 + 256P^2 R_1^4}}. \quad (6)$$

Приравнявая опускания сердечника (5) и первого слоя (6), получим:

$$\delta_c = \Delta h_c = \frac{Ph}{E \frac{\pi d_c^2}{4}} = \frac{64n_1 PR_1^3}{\sqrt{G_1^2 d_1^8 + 256P^2 R_1^4}}. \quad (7)$$

Рассмотрим удлинение каната на конкретном примере. Возьмём канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19(1 + 6 + 6/6) + 1$ о.с. (ГОСТ 2688 – 80). Поперечное сечение данного каната изображено на рис. 3.

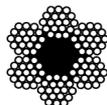


Рисунок 3 – Поперечное сечение каната ГОСТ 2688 – 80

Для представления рассматриваемого каната в виде винтовой пружины (рис. 3) введём следующие соотношения:

$$r_H = R + \frac{d}{2}, \quad (8)$$

$$r_B = R - \frac{d}{2}, \quad (9)$$

где r_H – наружный радиус звена винтовой цилиндрической пружины; r_B – внутренний радиус звена винтовой цилиндрической пружины; R – радиус пружины.

Тогда площадь круга, заключенная между r_H и r_B , вычисляется по формуле:

$$S = \pi(r_H^2 - r_B^2). \quad (10)$$

Подставляя (8) и (9) в (10), получаем:

$$S = \pi\left(\left(R + \frac{d}{2}\right)^2 - \left(R - \frac{d}{2}\right)^2\right). \quad (11)$$

Преобразуя (11), соотношение для диаметра поперечного сечения винтовой пружины выглядит так:

$$d = \frac{S}{2\pi R}. \quad (12)$$

Введём коэффициент взаимосвязи радиуса каната и радиуса пружины k :

$$R = k \cdot R_K = k \cdot \frac{D_K}{2}. \quad (13)$$

Тогда с учётом соотношения (13) формула (12) принимает вид:

$$d = \frac{S}{\pi k D_K} \tag{14}$$

Используя (14), получаем выражение для расчёта удлинения (Δl) рассматриваемого каната:

$$\Delta l = \frac{8n_1 P (kD_K)^3}{\sqrt{G_1^2 \left(\frac{S}{\pi k D_K}\right)^8 + 16P^2 (kD_K)^4}} \tag{15}$$

На основании установленной зависимости (15) при коэффициенте взаимосвязи радиуса каната и радиуса пружины $k = 0,3$ получаем следующие величины удлинений канатов указанных диаметров (табл. 1):

Таблица 1 – Ожидаемые величины удлинений канатов

| Диаметр каната, D_K , мм | Расчетная площадь сечения всех проволок, S , мм ² | Нагрузка, P , кН | | | | | | |
|-------------------------------------|--|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 20 | 49 | 98 | 147 | 196 | 245 | 294 |
| Величина удлинения, Δl , мм | | | | | | | | |
| 4.1 | 21.570 | 0.526 | 1.217 | 1.981 | 2.678 | 3.211 | 3.608 | 3.985 |
| 7.6 | 86.280 | 0.341 | 0.844 | 1.631 | 2.321 | 2.898 | 3.367 | 3.741 |
| 15.0 | 143.610 | 0.156 | 0.389 | 0.777 | 1.161 | 1.541 | 1.916 | 2.283 |
| 19.5 | 215.490 | 0.127 | 0.318 | 0.636 | 0.953 | 1.268 | 1.581 | 1.892 |
| 24.0 | 274.310 | 0.107 | 0.269 | 0.537 | 0.805 | 1.072 | 1.339 | 1.604 |
| 27.0 | 393.060 | 0.093 | 0.233 | 0.466 | 0.699 | 0.932 | 1.164 | 1.396 |
| 32.0 | 512.790 | 0.073 | 0.182 | 0.363 | 0.545 | 0.727 | 0.908 | 1.089 |
| 37.0 | 861.980 | 0.069 | 0.173 | 0.347 | 0.520 | 0.693 | 0.866 | 1.039 |
| 44.5 | 976.000 | 0.032 | 0.079 | 0.158 | 0.237 | 0.316 | 0.395 | 0.474 |
| 51.0 | 21.570 | 0.050 | 0.125 | 0.250 | 0.375 | 0.499 | 0.624 | 0.749 |

Для удобства анализа полученных данных построим графики изменения удлинения каната в зависимости от приложенной нагрузки и различных значений диаметра (рис. 4).

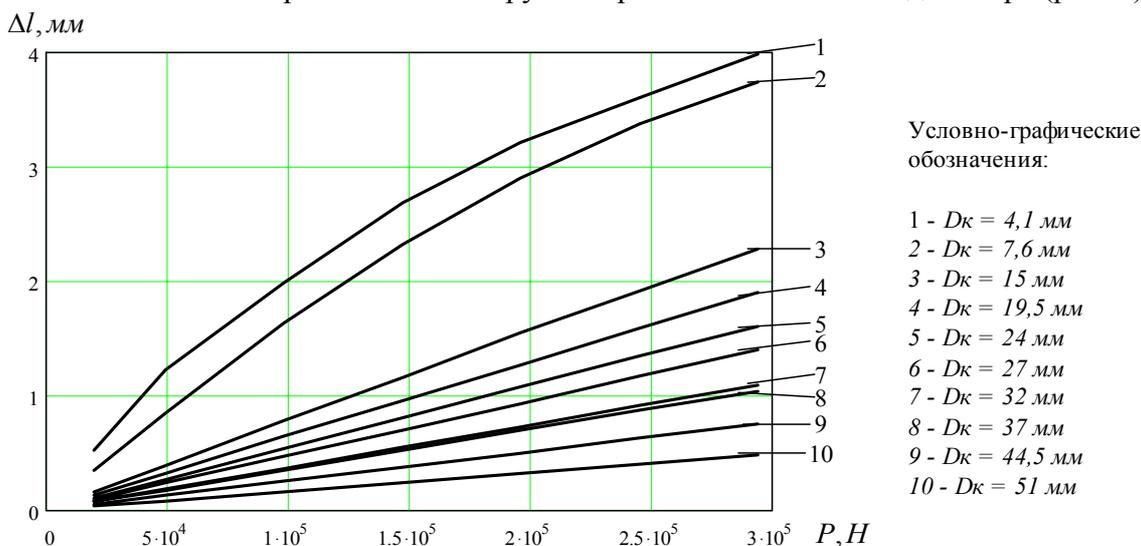


Рисунок 4 – Удлинение каната ГОСТ 2688 – 80 в зависимости от величины нагрузки и конструктивных особенностей

Таким образом, по мере роста нагрузки на канат наблюдается увеличение величины удлинения каната. В качестве минимальной нагрузки рассматривался вес ненагруженного подъемного сосуда, поэтому величины удлинений в данном случае минимальны. По мере уменьшения диаметра каната, уменьшается площадь сечения проволок, что приводит к увеличению удлинения каната.

Выводы.

1. Проанализированы существующие методы контроля натяжения канатов.
2. Как наиболее оптимальный для разрабатываемой электронной системы выбран метод контроля натяжения канатов по величине удлинения последних.
3. Уточнена математическая модель каната как винтовой цилиндрической пружины.
4. На примере каната ГОСТ 2688 – 80 установлены величины ожидаемых удлинений в зависимости от величины нагрузки и конструктивных особенностей каната.

Литература

1. Правила безпеки у вугільних шахтах: НПАОП 10.0 – 1.01 – 05. – Луганськ, 2005.
2. Шахтний підйом: Научно-производственное издание / Бежок В. Р., Дворников В. И., Манец И. Г., Пристром В. А.; общ. ред. Б. А. Грядущий, В. А. Корсун. – Донецк: ООО «Юго - Восток, Лтд», 2007. – 624 с, 494 ил., 233 библиогр.
3. Руководство по определению величин натяжения направляющих канатов при проходке стволов шахт. – Харьков: ВНИИОМШС, 1970.
4. Машины и оборудование для шахт и рудников: Справочник / С. Х. Клорикьян, В. В. Старичнев, М. А. Сребный и др. – 6-е изд., стереотип. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2000. – 471 с. ISBN 5-7418-0173-0
5. Коваль А.Н., Мялковский В.И., Чехлатый Н.А. Комплекс технических средств безопасности подъемных установок // Уголь Украины. – 2008. – №7.
6. Великанов Н.Л., Примак Л.В., Сапрыкин Ю.М. О прочности грузонесущих стальных канатов // Строительные и дорожные машины. – 2008. – №10.

Abstract

Vynnychenko N.G., Kazakov O.V. An improvement of tension control of host installations' ropes in mines. The currently known methods to control rope's tension were analyzed and the optimal method was selected. The mathematical model of the rope like a helical cylindrical spring was clarified. The dependence of elongation of the rope from the load and its design features is identified.

Key words: *rope, control, overload, sensor of tension, mathematical model, host installation.*

Анотація

Винниченко М.Г., Казаков О.В. Уточнення методу контролю натягу канатів шахтної підйомної установки. Проаналізовано відомі в даний час методи контролю натягу канатів і обраний найбільш оптимальний. Уточнено математичну модель каната як гвинтової циліндричної пружини. Визначено залежність подовження каната від величини навантаження та його конструктивних особливостей.

Ключові слова: канат, контроль, перевантаження, натяг, датчик, підйомна установка, математична модель.

Здано в редакцію:
30.03.2010р.

Рекомендовано до друку:
д.т.н, проф. Чичикало Н.І.