

Кац А.Ш., Митюхин О.Н., Пасюта М.А. (НИИГМ им. М.М.Федорова)

АНАЛИЗ ПРИЧИНЫ ОБРЫВА ГОЛОВНОГО КАНАТА НАКЛОННОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

У статті наведені результати математичного моделювання та розрахунків на підставі цієї моделі підіймальної установки похилого підйому для випадку застрявання вагонетки.

В статье приведены результаты математического моделирования и расчеты на основании этой модели подъемной установки наклонного подъема в случае застревания вагонетки.

In the article given the results of the mathematical simulation and calculations on the basis of this model of the hoisting unit of the slope hoist in case of sticking trolley.

КС: наклонный подъем, авария, стопорение сосуда, шахтные канаты, обрыв канатов, режимы торможения, стопорение состава.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. На угольных шахтах Украины произошло несколько аварий на подъемных установках наклонных выработок при застревании состава в стволе, приведших к обрыву головного каната. Подобная авария произошла в марте 2011 г. на шахте «17-17 «бис» г.Донецка. При этом прочность каната и все настройки подъемной установки соответствовали нормам. Действующая нормативная документация, в частности, [2], не предусматривает необходимости расчета подъемной установки на случай застревания сосуда (состава) в стволе, а соответствующая методика отсутствует.

Цель настоящей работы – создание математической модели подъемной установки для условий стопорения состава и разработка на ее основе методики расчета.

Анализ ранее проведенных исследований и публикаций. В работе [2] рассматриваются особенности работы наклонных подъемных установок. Основное внимание уделено расчетам режимов торможения, позволяющих избежать набегания каната. Случай застревания сосуда при подъеме груза не рассматривается.

Изложение основного материала. В случае стопорения-застревания сосуда в наклонном стволе возможны следующие механизмы разрыва каната.

В первом случае разрыв каната происходит за счет того, что на первом этапе двигатель подъемной машины развивает максимально возможный (опрокидной) момент, далее двигатель отключается, и система (двигатель, редуктор, муфты, барабан) продолжает движение по инерции в течение времени холостого хода тормоза подъемной машины. При движении по инерции канат продолжает удлиняться, и усилие в нем продолжает возрастать, что может привести к его разрыву.

Во втором случае (процесс протекает одновременно с первым) при стопорении головной (панцирной) вагонетки происходят набегание и последующий откат остальных вагонеток состава, соединенных с панцирной гибкой связью. При откате кинетическая энергия движущихся вагонеток переходит в потенциальную энергию натянутого каната, что вызывает его удлинение и возможный разрыв.

Какой именно механизм разрыва реализуется при сочетании параметров конкретного подъема, определяется расчетом.

Запишем уравнение движения системы после выключения электродвигателя (головная вагонетка застопорена)

$$I_{np} \frac{d^2 \phi}{dt^2} + M = 0, \quad (1)$$

где ϕ – угол поворота коренного вала машины; M – крутящий момент, действующий на систему.

$$M = P \cdot D_{\phi}/2 = C \cdot x \cdot D_{\phi}/2 = C \cdot \phi \cdot (D_{\phi}/2)^2, \quad (2)$$

где P – усилие в канате; x – удлинение каната; C – жесткость каната, равная

$$C = \frac{\bar{e} \cdot E \cdot d^2 \cdot \bar{Q}_c}{L},$$

$\bar{e} = 0,6$ – коэффициент, учитывающий уменьшение продольной жесткости каната по сравнению со сплошным стальным стержнем, площадь которого равна суммарной площади всех проволок каната; $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости стали; \bar{Q}_c – расчетный параметр, учитывающий заполнение металлом площади поперечного сечения каната; L – длина каната от барабана до места обрыва.

Представив (2) как $M = k \phi$, где $k = C \cdot (D_{\phi}/2)^2$ – приведенная к окружности барабана жесткость каната, переписываем уравнение (1)

$$I_{np} \frac{d^2 \phi}{dt^2} + k \phi = 0, \quad (3)$$

решение которого имеет вид

$$\phi = A \sin(\omega t + \varepsilon), \quad (4)$$

где A – амплитуда; ε – начальная фаза; ω – круговая частота

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{I_{np}}}. \quad (5)$$

Приведенный к коренному валу машины момент инерции системы (масса каната на барабане в запас прочности не учитывается) равен

$$I_{np} = \frac{GD_{\partial\phi}^2 \cdot i^2 + GD_M^2 + GD_{ред}^2}{4}, \quad (6)$$

где $GD_{дв}^2$ – маховый момент ротора двигателя; i – передаточное число редуктора; GD_M^2 – маховый момент подъемной машины; $GD_{ред}^2$ – маховый момент редуктора.

Скорость равна

$$\frac{d\phi}{dt} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \varepsilon). \quad (7)$$

Начальные условия:

$$t = 0; \quad (8)$$

$$\phi = \phi_0; \quad (9)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \left(\frac{d\phi}{dt}\right)_0 = \omega_0. \quad (10)$$

Подставляя (8), (9), (10) в (4) и (7), получаем

$$\phi_0 = A \cdot \sin \varepsilon; \quad (11)$$

$$\left(\frac{d\phi}{dt}\right)_0 = A \cdot \omega \cdot \cos \varepsilon. \quad (12)$$

Откуда

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\phi_0 \cdot \omega}{\left(\frac{d\phi}{dt}\right)_0}; \quad (13)$$

$$A = \frac{\phi_0}{\sin \varepsilon}. \quad (14)$$

Начальный угол поворота ϕ_0 соответствует углу поворота барабана машины за счет удлинения каната максимальным моментом двигателя.

$$\phi_0 = \frac{2x_0}{D_0}, \quad (15)$$

где $x_0 = P_{max}/C$ – удлинение каната при максимальном моменте двигателя.

P_{max} – соответствующее усилие в канате, вызванное максимальным моментом двигателя

$$P_{max} = k_{\partial\partial} \cdot N \frac{60}{\pi \cdot n \cdot D_0} i, \quad (16)$$

где $k_{\partial\partial}$ – отношение максимального момента электродвигателя к номинальному; N, n – мощность и число оборотов электродвигателя.

При набегании и откате вагонеток основные зависимости следующие.

Время набегания и отката

$$t_n = \frac{2 \cdot V}{g \cdot \sin \alpha}. \quad (17)$$

Усилие в канате

$$P_n = C \cdot x + Q, \quad (18)$$

где V – скорость подъема; g – ускорение земного притяжения; C – жесткость каната; X – упругое удлинение каната при откате состава; Q – скатывающая сила от состава; α – угол наклона выработки в месте нахождения состава.

На основе приведенных закономерностей произведен расчет усилий в головном канате, возникших при стопорении панцирной вагонетки подъемной установки центрального уклона пласта Н₇ «Шахты 17-17 «бис» для данных, которые имели место при аварии.

Параметры уклона пласта Н₇:

- длина уклона от оси подъемной машины до заезда горизонта –60-670 м;
- максимальный и минимальный углы наклона выработки – соответственно 19° и 16°.

Обрыв каната произошел при подъеме состава из пяти груженых вагонеток при стопорении панцирной вагонетки на расстоянии ~ 35 м от заезда.

Параметры подъемной установки.

Подъемная машина Ц-2х1,5:

- максимальное статическое натяжение каната – 63 кН;
- максимальная разность статических натяжений канатов – 63 кН;
- максимальная скорость подъема – 2,58 м/с;
- маховый момент машины без редуктора и электродвигателя - $GD^2_m = 22 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$;
- привод тормоза – гидropружинный.

Редуктор:

- передаточное число – $i = 30$;
- маховый момент редуктора, приведенный к оси тихоходного вала - $GD^2_{ред} = 22 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$.

Электродвигатель:

- тип – МА 36-71/8ф;
- мощность, кВт – 200;
- частота вращения, об/мин, $n = 740$; $\phi' = 77,45 \text{ л/с}$;
- маховый момент ротора - $GD^2_{дв} = 309 \text{ кгс} \cdot \text{м}^2$;
- максимальный момент $M_{max} = 3M_{ном}$.

Вагонетка ВГ-2,5:

- масса порожней вагонетки – 1130 кг;
- расчетная масса груза в вагонетке – 3200 кг;

- максимальная масса груза в вагонетке – 4500 кг;
 - число вагонеток в составе, включая панцирный вагон, – 5;
 - длина гибкой сцепки между составом и панцирной вагонеткой – 1,2-1,3 м.
- Головной канат: 30,5-ГЛ-В-Н-Р-1770 ГОСТ 3077-80.

Расчет максимального натяжения каната, вызванного инерцией подъемной установки.

Приведенный к коренному валу машины момент инерции ротора двигателя, машины и редуктора

$$I_{np} = \frac{309 \cdot 30^2}{4} + 22000 + 22000 = 113525 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Жесткость каната

$$C = 70902 \text{ Н/м}.$$

Приведенная к окружности барабана жесткость каната

$$k = 70902(2,0/2)^2 = 70902 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Круговая частота

$$\omega = \sqrt{\frac{113525}{70902}} = 1,265 \text{ 1/с}.$$

Начальная угловая скорость

$$\left(\frac{d\phi}{dt}\right)_0 = 77,45/30 = 2,58 \text{ 1/с}.$$

Усилие в канате при максимальном моменте двигателя

$$P_{\max} = 3 \cdot 200000 \frac{30 \cdot 2}{\pi \cdot 740 \cdot 2,0} \cdot 30 = 232398 \text{ Н}.$$

Удлинение каната при максимальном моменте двигателя

$$x_0 = 232398/70902 = 3,28 \text{ м}.$$

Начальный угол поворота

$$\varphi_0 = \frac{2 \cdot 3,28}{2,0} = 3,28 \text{ рад};$$

$$\text{tg} \varepsilon = \frac{3,28 \cdot 1,265}{2,58} = 1,608;$$

$$\varepsilon = 58,13^\circ = 1,014 \text{ рад}.$$

В соответствии с п.9.6 главы VII [1] длительность холостого хода предохранительного тормоза действующих подъемных машин с гидропружинным приводом не должна превышать $t_{x,x} = 0,3 \text{ с}$.

Дополнительный угол поворота барабана за время, равное 0,3 с, (движение происходит по инерции)

$$\varphi_{\text{дон}} = \frac{3,28}{\sin 58,13^\circ} \cdot \sin(1,265 \cdot 0,3 + 1,014) = 3,77 \text{ рад}.$$

Дополнительное усилие в каната при холостом ходе

$$P_{\text{дон}} = \varphi_{\text{дон}} \cdot R_{\sigma} \cdot C = 3,77 \cdot 1,0 \cdot 70902 = 267300 \text{ Н}.$$

Максимальное натяжение каната

$$P = P_{\max} + P_{\text{дон}} = 232398 + 267300 = 499698 \text{ Н}.$$

Время выбега после отключения двигателя

$$t = \frac{\frac{\pi}{2} - \varepsilon}{\omega} \text{ с};$$

$$t = \frac{\frac{3,14}{2} - 1,014}{1,265} = 0,44 \text{ с}.$$

$$t > t_{x,x}.$$

Расчет показал также следующие значения параметров при набегании и откате состава:

$$t_n = 1,9 \text{ с.}$$
$$P_n = 257018 \text{ Н.}$$

Анализ результатов. Из расчета следует, что в рассматриваемом случае максимальное натяжение каната, вызванное инерцией подъемной машины, больше максимального натяжения каната, связанного с набеганием и откатом состава.

Согласно заключению горловской «КИС» по результатам исследования отрезков каната, взятых с обоих концов от места обрыва, суммарные разрывные усилия всех принятых к расчету проволок составляют соответственно 480000Н и 510000Н.

В соответствии с п.12.14 главы VII [1] канат при повторных испытаниях должен быть заменен другим, если суммарная площадь поперечного сечения проволок, не выдержавших испытания на разрыв и перегиб, достигает 25% от общей площади поперечного сечения всех проволок каната.

Для рассматриваемого каната суммарное разрывное усилие 75% всех проволок каната составляет $585910 \cdot 0,75 = 439432 \text{ Н}$. Соответствующее разрывное усилие каната в целом может составлять 373500 Н .

Таким образом, суммарное разрывное усилие всех проволок рассматриваемого каната соответствует требованиям ПБ и в то же время меньше максимального натяжения $P=4996981 \text{ Н}$, возникающего в канате в момент аварии.

Выводы и рекомендации.

1. Расчеты показывают, что причиной аварии послужило стопорение панцирной вагонетки состава и последующее возникновение усилия в канате, вызванного увеличением крутящего момента в асинхронном двигателе при стопорении и последующим ростом усилия в канате до разрывного, вызванным движением маховых масс подъемной машины по инерции в период холостого хода тормоза подъемной машины. Все основные параметры подъемной установки, которые могли повлиять на обстоятельства аварии, соответствовали при этом требованиям нормативной документации.

2. Стопорение состава является отказом подъемной установки, вызванным посторонним механическим воздействием. Указанный отказ является довольно распространенным, и п.7 главы 7 раздела VII ПБ предусматривает меры, которые необходимо предпринять персоналу шахты в этом случае. При этом подразумевается, что отказ не сопровождается более серьезной аварией, т.е. обрывом каната или поломкой машины. В то же время в нормативных документах отрасли не содержатся требования о расчете прочности каната на случай застревания состава (сосуда) в выработке.

Таким образом, при эксплуатации подъемной установки, соответствующей всем требованиям нормативных документов, возможна авария – обрыв каната, как это произошло в рассматриваемом случае.

3. Чтобы избежать в будущем подобных аварий на наклонных подъемах угольных шахт, представляется необходимым ввести в нормативные документы требование о необходимости расчета канатов наклонных подъемов для случая застревания сосуда в стволе. Указанный расчет позволит выбрать параметры установки: диаметр каната и/или скорость подъема, исключаящие обрыв каната при застревании состава (сосуда).

Литература

1. Правила безопасности в угольных шахтах: НПАОП 10.0-1.01-10. – К., 2010. – 360 с.
2. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / НИИГМ им.М.М.Федорова. – Донецк: Донеччина, 2009. – С. 199-200.

*Статья рекомендована к публикации
канд. техн. наук Пристромом В.А.*