

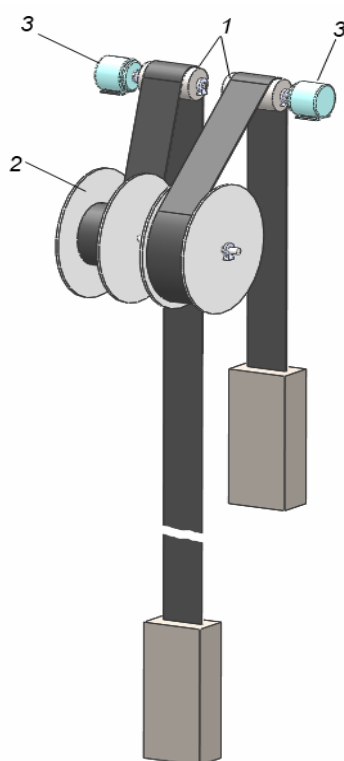
ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ СО ШКИВАМИ ТРЕНИЯ И БОБИННЫМ УРАВНОВЕШИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ**¹Полушина М.В., ¹Москалева Т.В.**¹*Национальный технический университет «Днепровская политехника»***ТЯГОВА ЗДАТНІСТЬ ПІДНІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ЗІ ШКІВОМ ТЕРТЯ І БОБІННИМ ВРІВНОВАЖУЮЧИМ ПРИСТРОЄМ****¹Полушина М.В., ¹Москальова Т.В.**¹*Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»***TRACTION CAPABILITY OF FRICTION HOIST WITH BOBBIN COUNTERBALANCING DEVICE****¹Polushyna M.V., ¹Moskalova T.V.**¹*National Technical University Dnipro Polytechnic*

Аннотация. В статье проведены результаты исследования влияния параметров подъемной установки со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством с резиновтросовыми канатами на способность шкивов передавать тяговое усилие трением без проскальзывания канатов. Необходимость решения поставленной задачи обусловлена особенностью рассматриваемой машины, заключающейся в одновременной работе двух шкивов трения. Подъемная машина со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством имеет два приводных шкива трения, один из которых установлен в поднимающейся ветви каната, другой – в опускающейся ветви, между которыми расположено бобинное устройство для намотки резиновтросового каната. Бобинное устройство выполняет статическое уравновешивание подъемной установки, что позволяет отказаться от уравновешивающих канатов. Расположение двигателей постоянного тока на шкивах небольшого по сравнению со средним диаметром бобины диаметра позволяет снизить стоимость привода в 2...2,5 раза за счет повышения скорости вращения. Установлено, что наиболее опасным с точки зрения скольжения канатов по шкиву является режим разгона опускающегося порожнего скипа у верхней приемной площадки при подъеме груза. Режим предохранительного торможения не рассматривался, так как тормоз расположен на бобине и скольжение канатов не опасно. Рассмотрены режимы работы подъемной установки на вертикальной и наклонной трассах подъема. Получена формула для определения критического ускорения разгона при котором начинается скольжение резиновтросового каната по шкиву и формула для определения минимально необходимого угла обхвата канатом ведущего шкива трения из условия нескольжения каната. В результате исследования определены конструктивные параметры подъемной установки, которыми можно наиболее эффективно воздействовать на величину критического ускорения разгона: отношение веса порожнего скипа к грузенному и отношение конечного к начальному радиусу навивки каната на бобине. Исследования показали, что подъемная установка отвечает требованиям безопасности, имеет достаточный запас тяговой способности, а необходимые углы обхвата шкива канатом всегда могут быть превышены рациональной компоновкой бобины и ведущих шкивов.

Ключевые слова: подъемная установка, шкив трения, скольжение каната, тяговая способность.

Перспективным направлением улучшения технико-экономических показателей подъемных установок для шахт основано на применении плоских резиновтросовых канатов (РТК) вместо стальных. Известны такие конструкции подъемных машин с РТК: бобинные [1, 2, 3], с ведущим шкивом трения [1, 4]. В работе [5] обоснована эффективность подъемной установки со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством с резиновтросовым тяговым органом за счет высокой тяговой способности резиновтросового каната, статической уравновешенности установки без использования уравновешивающего каната, снижения стоимости привода постоянного тока

вследствие повышения скорости вращения двигателя в 2...2,5 раза. Схема подъемной установки представлена на рис. 1. Вследствие того, что двигатели установлены на ведущих шкивах трения, а бобина выполняет роль только уравнивающего устройства, возможно проскальзывание канатов относительно шкивов, которое может привести к тяжелым последствиям, так как в период до срабатывания цепи защиты и включения предохранительного торможения скольжению канатов ничто не препятствует. В режиме предохранительного торможения проскальзывание каната не вызывает опасений так как канаты жестко закреплены на бобине, которая надежно удерживается тормозом. Подъемная установка должна отвечать требованиям безопасности, поэтому исследование тяговой способности является актуальной задачей. Наиболее опасными в отношении скольжения канатов являются режимы разгона при подъеме груза и режим торможения при спуске груза.



1 – шкивы трения; 2 – бобина;
3 – двигатели

Рисунок 1 – Схема подъемной установки со шкивами трения и бобинным уравнивающим устройством

Однако условия возникновения скольжения для этих режимов идентичны при одинаковом расположении грузеного сосуда на трассе движения и одинаковой их загрузке. Поэтому рассмотрим режим разгона подъемной установки, идеализируя систему твердым телом. Полученные далее выражения будут справедливы и для режима торможения при спуске груза.

Критерием оценки тяговой способности подъемной установки является критическое ускорение разгона $j_{кр}$, при котором начнется скольжение каната относительно шкива. По существующим рекомендациям действительное ускорение разгона j_p должно быть меньше $j_{кр}$ со следующим запасом от скольжения $j_p \leq 0,8 j_{кр}$.

В соответствии с формулой Эйлера скольжение каната начнется, если отношение натяжений в набегающем $F_{нб}$ и сбегающем $F_{сб}$ канатах будет

$$\frac{F_{нб}}{F_{сб}} = e^{\pm f\beta}, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения резинотросового каната (РТК) по футеровке, β – угол обхвата канатом шкива. Знак "+" соответствует режиму разгона, знак "-" – режиму торможения.

Так как подъемная установка имеет два приводных шкива трения, необходимо определить ускорение разгона при котором начнется скольжение каната относительно шкива в левой (поднимающейся) ветви и относительно шкива в правой (опускающейся) ветви. Рассмотрим условия при которых

возникает скольжение по шкиву в левой (поднимающейся) ветви. Натяжение каната в точке набегания на шкив равно

$$F_{нб} = F_l + (m_p + \rho_k L_l) j_l, \quad (2)$$

где F_l – статическое натяжение в левой ветви, m_p – расчетная масса сосуда с грузом, ρ_k – масса 1 м каната, L_l – длина каната в левой ветви, j_l – ускорение в левой ветви. Натяжение каната в точке сбегания найдем из условия равновесия шкива:

$$F_{сб} = F_l + \left(m_p + \rho_k L_l + \frac{I_{ш}}{R_{ш}^2} \right) j_l - \frac{M_{ш}}{R_{ш}}, \quad (3)$$

где $I_{ш}$ – момент инерции шкива с двигателем, $R_{ш}$ – радиус шкива, $M_{ш}$ – движущий момент на шкиве [1] при условии, что двигатели на обоих шкивах развивают одинаковые моменты:

$$M_{ш} = \frac{R_{ш} \left(F_l - F_n \frac{R_n}{R_l} \right) + I_{np.l} \frac{j_l}{R_{ш}} + \frac{1}{2} \frac{dI_{np.l}}{d\varphi_l} \omega_l^2}{\frac{R_n}{R_l} + 1},$$

F_n – статическое натяжение в правой (опускающейся) ветви, R_l, R_n – радиусы намотки каната на бобину в левой и правой ветвях, $I_{np.l}$ – приведенный к левому шкиву момент инерции подъемной установки, φ_l, ω_l – угол поворота и угловая скорость вращения левого шкива.

Подставляя (2), (3) в условие скольжения (1), получим ускорение в левой ветви, при котором начинается скольжение каната

$$j_l = \frac{F_l (e^{f\beta_l} - 1) - \left(F_l - F_n \frac{R_n}{R_l} + \frac{dI_{np.l}}{d\varphi_l} \frac{\omega_l^2}{2R_{ш}} \right) \cdot \frac{e^{f\beta_l}}{1 + R_n/R_l}}{\left(\frac{I_{np.l}}{1 + R_n/R_l} - I_{ш} \right) \frac{e^{f\beta_l}}{R_{ш}^2} - (m_p + \rho_k L_l) (e^{f\beta_l} - 1)}. \quad (4)$$

Ускорение в правой ветви, при котором начинается скольжение каната:

$$j_n = \frac{F_n (e^{f\beta_n} - 1) - \left(F_l \frac{R_l}{R_n} - F_n + \frac{dI_{np.n}}{d\varphi_n} \frac{\omega_n^2}{2R_{ш}} \right) \cdot \frac{1}{1 + R_l/R_n}}{\left(\frac{I_{np.n}}{1 + R_l/R_n} - I_{ш} \right) \frac{1}{R_{ш}^2} + (m_m + \rho_k L_n) (e^{f\beta_n} - 1)}, \quad (5)$$

где $I_{np.n}$ – приведенный к правому шкиву момент инерции подъемной установки, φ_n, ω_n – угол поворота и угловая скорость вращения правого шкива, m_m – масса сосуда, L_n – длина каната в правой ветви.

Так как процесс разгона подъемной машины может происходить не только

при подъеме груза с нижней приемной площадки, а в любом месте трассы подъема (например, после предохранительного торможения), то необходимо определить критическое ускорение разгона j_l и j_n при $0 \leq L_l \leq L$, где L – длина трассы.

В работе [1] обоснована тахограмма подъема подъемной установки со шкивами трения и бобинным уравнивающим устройством с выдерживанием постоянной скорости подъема сосуда со стороны большего радиуса навивки каната на бобине. При этом в первой половине цикла подъема ведущим является двигатель в правой (опускающейся) ветви, во второй половине – наоборот, ведущим является двигатель в левой (поднимающейся) ветви. Формулы (4), (5) дают критические ускорения ведущего и ведомого шкивов. Для того, чтобы выделить меньшее из критических ускорений и сравнить его с заданным по тахограмме ускорением разгона, приведем критическое ускорение ведомого вала к ведущему. Приведенные j_l и j_n обозначим соответственно $j_{кр.л}$ и $j_{кр.п}$.

$$j_{кр.л} = \begin{cases} j_l \frac{R_n}{R_l} + \frac{hR_{cp}v_l^2}{\pi R_l^3} & \text{при } R_n \geq R_l, \\ j_l & \text{при } R_n \leq R_l. \end{cases}; \quad j_{кр.п} = \begin{cases} j_n & \text{при } R_n \geq R_l, \\ j_n \frac{R_l}{R_n} - \frac{hR_{cp}v_n^2}{\pi R_n^3} & \text{при } R_n \leq R_l. \end{cases}$$

где R_{cp} – средний радиус намотки каната на бобине, h – толщина РТК, v_l и v_n – линейные скорости левой и правой ветвей.

В выражениях (4), (5) нужно учесть изменение угла обхвата β_l и β_n вследствие изменения радиусов намотки R_l и R_n . Начальная величина и диапазон изменения β_l и β_n зависят от взаимного расположения шкивов и бобины. На рис. 2 показаны наиболее целесообразные схемы расположения бобины и шкивов на наклонной и вертикальной трассах подъема,

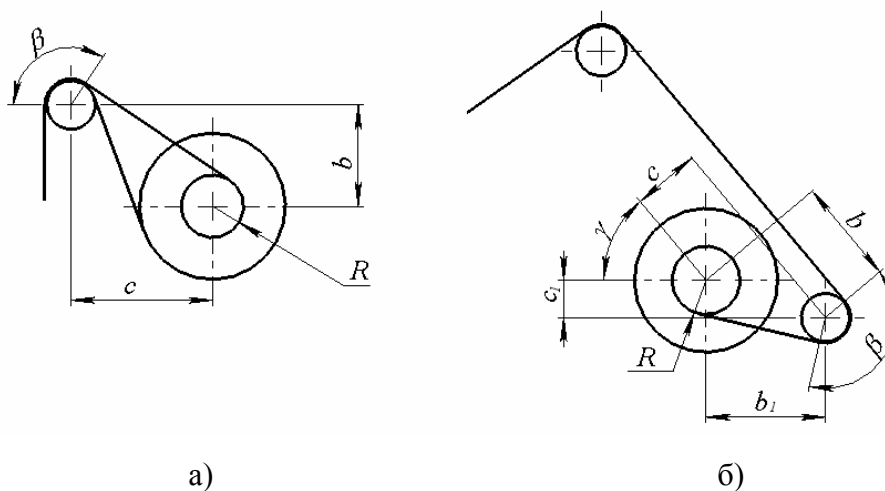


Рисунок 2 – Схема компоновки бобины и ведущих шкивов трения:
 а) на вертикальной трассе подъема; б) на наклонной трассе подъема

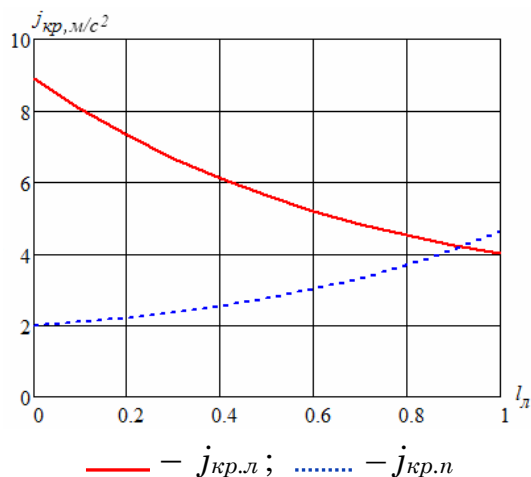
Однако при определении $j_{кр.л}$ и $j_{кр.п}$ необходимо принимать схему

запасовки каната на бобину сверху, при которой угол обхвата наименьший. Это объясняется тем, что для последовательных циклов подъема одна и та же ветвь будет в течение первого цикла поднимающейся, в течение второго цикла – опускающейся. Значение β определяется по формуле

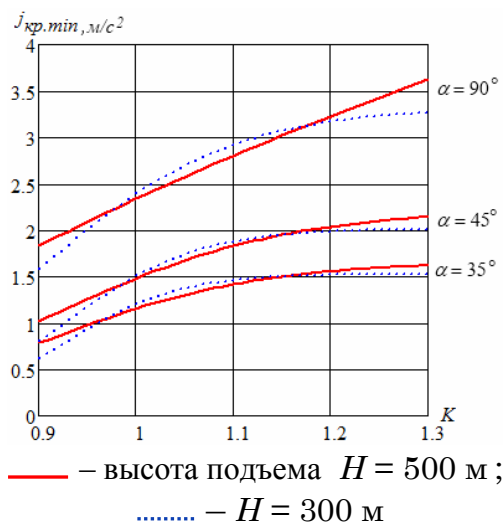
$$\beta = \pi - 2 \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{b^2 - (R - R_{\text{ш}})^2 + c^2} - b}{c + R_{\text{ш}} - R}$$

На рис. 3 построены графики изменения $j_{\text{кр.л}}$ и $j_{\text{кр.п}}$ за цикл движения, которые показывают, что минимум функции $j_{\text{кр.л}}(l_{\text{л}})$ находится в конце цикла подъема, а минимум функции $j_{\text{кр.п}}(l_{\text{л}})$ – в начале цикла подъема. Обозначим минимальное критическое ускорение из $j_{\text{кр.л}}$ и $j_{\text{кр.п}}$ через $j_{\text{кр.мин}}$.

Обозначим отношение конечного к начальному радиусу намотки каната на бобину через $\rho = R_{\text{к}}/R_{\text{н}}$. Исследуем влияние параметра $K = \rho/\rho_{\text{СТ}}$, где $\rho_{\text{СТ}}$ соответствует значению ρ для статически уравновешенной подъемной установки [5], на величину $j_{\text{кр.мин}}$. Графики на рис. 4 показывают, что при увеличении K (соответствует уменьшению начального радиуса навивки) значение $j_{\text{кр.мин}}$ возрастает.



— $j_{\text{кр.л}}$; — $j_{\text{кр.п}}$



— высота подъема $H = 500$ м;
..... — $H = 300$ м

Рисунок 3 – Графики изменения критических ускорений разгона в зависимости от $l_{\text{л}}=L_{\text{л}}/L$ при $\alpha = 90^\circ$, $L = 600$ м, РТК-7000, $K = 1$, $\delta = 0,4$, $c = 2,3$ м, $b = 12$ м

Рисунок 4 – Зависимости минимального критического ускорения от параметра K при $\delta = 0,4$, РТК-7000, $c = 3$ м, $b = 8$ м

Во всех случаях $j_{\text{кр.мин}}$ соответствует скольжению каната по шкиву в опускающейся ветви. При $K \leq 1,1$ значение $j_{\text{кр.мин}}$ всегда достигается в начале цикла подъема, при $K > 1,1$ значение $j_{\text{кр.мин}}$ может соответствовать либо разгону в начале цикла подъема, либо разгону со средней части трассы, когда радиусы навивки опускающегося и поднимающегося канатов сравнялись. В работе [5] была установлена область рациональных значений $K = 0,9 - 1,1$, обеспечивающих минимум мощности привода.

Таким образом, в области рациональных значений K минимальное

значение критического ускорения разгона соответствует шкиву в опускающейся ветви и достигается в момент начала периода разгона при рабочем цикле подъема груза и определяется по формуле

$$j_{кр. min} = \frac{F_n e^{f\beta_n} - \frac{F_n + F_l}{1 + R_k/R_n}}{\left(\frac{I_{np.n}}{1 + R_n/R_k} - I_{uu} \right) \frac{1}{R_{uu}^2} + m_m (e^{f\beta_n} - 1)} \quad (6)$$

Используя (6) можно, задавшись проектным ускорением разгона ведомого вала, найти минимально необходимый угол обхвата канатом. Учитывая, что $j_{кр. min} = 1,25 j_p$, получим

$$\beta_{min} = \frac{1}{f} \ln \left(\frac{1,25 j_p \left(\frac{I_{np.n}}{R_{uu}^2 (R_n/R_k + 1)} - \frac{I_{uu}}{R_{uu}^2} - m_m \right) + \frac{F_n + F_l}{R_k/R_n + 1}}{F_n - 1,25 j_p m_m} \right) \quad (7)$$

Исследуем влияние параметров подъема на величину β_{min} . Изменение β_{min} отражает изменение запаса тяговой способности подъемной установки. Ясно, что чем меньше значение β_{min} , тем больше запас тяговой способности. Для удобства анализа перейдем к безразмерным параметрам, для чего числитель и знаменатель выражения (7) разделим на $m_p g$:

$$\beta_{min} = \frac{1}{f} \ln \left(\frac{1,25 \bar{j}_p \left(\frac{\bar{m}_{np.n}}{\rho + 1} - \bar{m}_{uu} - \delta \right) + \frac{f_n + f_l}{\rho + 1}}{f_n - 1,25 \bar{j}_p \delta} \right),$$

где $\bar{j}_p = j_p/g$; $\delta = m_m/m_p$ – отношение мертвого веса сосуда к расчетному;

$$f_l = \frac{F_l}{m_p g} = \sin(\alpha) + f_1 \cos(\alpha) + \theta l_n (\sin(\alpha) + f_2 \cos(\alpha));$$

$$f_n = \frac{F_n}{m_p g} = \delta (\sin(\alpha) - f_1 \cos(\alpha)) + \theta l_n (\sin(\alpha) - f_2 \cos(\alpha));$$

$$\bar{m}_{np.n} = \frac{I_{np.n}}{m_p g R_{uu}^4} = (1 + \theta + \bar{m}_{uu}) \frac{1}{\rho^2} + \frac{\theta}{2\rho^2} (\rho^2 + 1) + \frac{\bar{m}_0}{\rho^2} + \bar{m}_{uu} + \delta.$$

В выражениях приняты обозначения: $\theta = \frac{qL}{m_p g} = \frac{\sin(\alpha) + f_1 \cos(\alpha)}{L_{np}/n_{CT} - 1}$ –

относительный вес РТК; q – погонный вес каната; α – угол наклона трассы подъема; f_1, f_2 – коэффициенты сопротивления движению вагонетки по рельсам и ленты по направляющим роликам; n_{CT} – запас прочности каната; L_{np} – прочная длина каната; $\bar{m}_{uw} = \frac{I_{uw}}{m_p R_{uw}^2}$, $\bar{m}_0 = \frac{I_0}{m_p R_n^2}$, I_0 – моменты инерции шкива с двигателем и бобинного устройства.

Анализ приведенных выражений показывает, что величина β_{min} является функцией следующих параметров: $\alpha, f_1, f_2, \bar{j}_p, \delta, \theta, \bar{m}_{uw}, \bar{m}_0, K, f$, диапазон изменения которых указан в [5]. Зависимость $j_{кр.min}(K)$ уже описана выше. Поэтому примем наиболее рациональное значение $K=1$. Для последующих расчетов примем наименьший коэффициент трения для пары резина-резина $f=0,35$. Увеличение коэффициентов f_1 , и f_2 ведет к увеличению β_{min} . При расчетах примем $f_1 = 0,1, f_2 = 0,01$.

Параметр θ , определяющий высоту подъема и прочность РТК незначительно влияет на величину β_{min} , в пределах 2%.

Зависимость β_{min} от массивности бобины и шкива слабая. Увеличение \bar{m}_0 в два раз приводит к увеличению β_{min} максимум на 5 %. Влияние массы ведущего шкива на величину β_{min} также пренебрежимо мало, в пределах 2%.

Наиболее существенно влияют на величину β_{min} параметры δ и \bar{j}_p . Функция $\beta_{min}(\delta)$ является убывающей (рис. 5), а функция $\beta_{min}(\bar{j}_p)$ – возрастающей (рис. 6). Таким образом, наиболее благоприятны большие значения δ и меньшие значения \bar{j}_p .

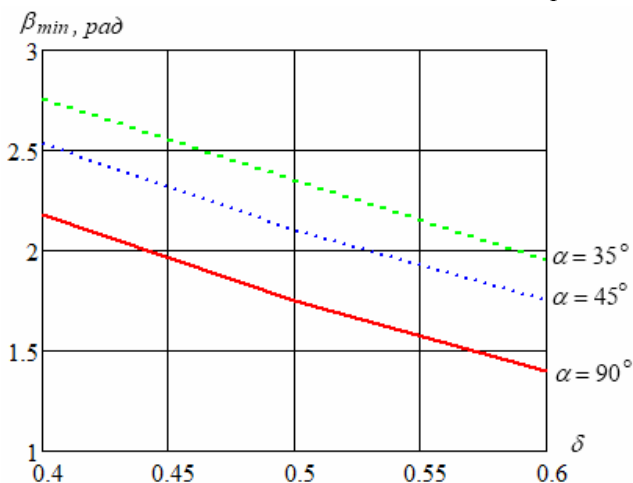


Рисунок 5 – Зависимости минимального угла обхвата β_{min} от параметра δ при $j_p = 0,8 \text{ м/с}^2$, $K = 1, \theta = 0,6$

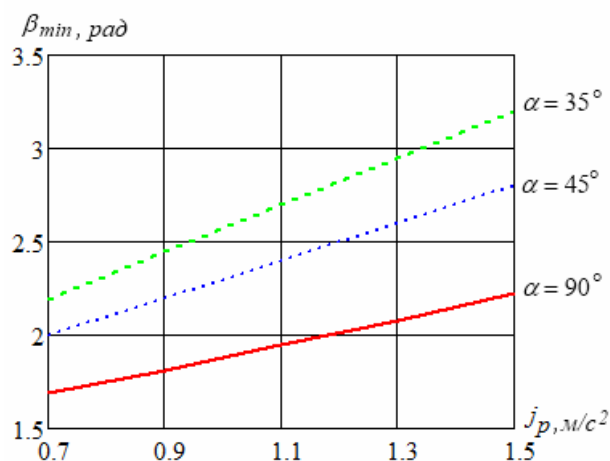


Рисунок 6 – Зависимости минимального угла обхвата β_{min} от ускорения разгона при $K = 1, \delta = 0,5, \theta = 0,6$

Сравнение графиков на рисунках 5 и 6, отличающихся различным углом наклона трассы подъема, показывает, что для меньшего значения α требуется значительно большее значение β_{min} , что говорит о снижении запаса тяговой способности подъемной установки. Это объясняется тем, что при уменьшении α массивность остается прежней, а статическое натяжение уменьшается.

В заключении можно сделать следующие выводы.

1. Наименьшее критическое ускорение разгона подъемной установки соответствует шкиву в опускающейся ветви и достигается в начале цикла подъема при положении сосудов у приемных площадок.

2. Получена формула (6) для расчета критического ускорения разгона и формула (7) для расчета минимально необходимого угла обхвата шкива резиновотросовым канатом.

3. Выявлены параметры, описывающие минимально необходимый угол обхвата канатом ведущего шкива трения β_{min} и определена степень влияния каждого из них на значение β_{min} .

4. В результате исследования выделены конструктивные параметры δ , задающий отношение мертвого веса сосуда к расчетному и K определяющий отношение конечного к начальному радиусу навивки на бобине, которыми можно наиболее эффективно воздействовать на величину $j_{кр.min}$: для увеличения $j_{кр.min}$ необходимо увеличивать δ и K .

5. Установлено, что подъемная установка со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством с резиновотросовым тяговым органом обеспечивает тяговую способность. Необходимые углы обхвата шкива канатом β_{min} могут быть всегда обеспечены компоновкой бобины и ведущих шкивов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. О создании подъемных установок большой грузоподъемности с несущими резиновотросовыми лентами/В.И. Онищенко, Л.В. Колосов, К.С. Заболотный и др.//Горный журнал - 1980 г. №5, с. 36-39.
2. Carbogno A. Bobbin drum hoists with flat steel rubber-coated ropes /LOADO2001. Logistics & Transport/ Zbornik – ADS Graphic, Koshice 2001, p. 218-221.
3. Теория многослойной намотки резинового каната [Текст] : монография / К. С. Заболотный, Е. В. Панченко, А. Л. Жупиев ; ГБУЗ "Нац. горный ун-т". - Д. : НГУ, 2011. - 150 с.
4. Картавий Н.Г., Зотов В.В. Применение резиновотросовых тяговых лент на подъемных установках//Горный журнал. 2009. № 1. С. 75-78.
5. Полушина М.В. Рациональные параметры подъемной установки со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством из условия минимума мощности привода/ М.В.Полушина, Т.В.Москалева, Е.С.Запара// Вісті Донецького гірничого інституту.– 2017.– Вип.2.– С. 169-175.

REFERENCES

1. Onischenko, V. I., Kolosov, L. V., Zabolotnyi, K. S. (1980). "O sozdanii podyemnykh ustanovok bol'shoy gruzopodyemnosti s nesushchimi rezinotrosovymi lentami", *Gornyi Zhurnal*, no 5, pp. 36-39.
2. Carbogno, A. (2001), "Bobbin drum hoists with flat steel rubber-coated ropes", *LOADO2001. Logistics & Transport. Zbornik*. Koshice: ADS Graphic, pp. 218-221.
3. Zabolotnyi, K. S., Panchenko O. V., Zhupiev, O.L. (2011), *Teoriya mnogoslnoynoy namotki rezinovogo kanata*. Dnipropetrovsk: National Mining University.
4. Kartaviy, N. G., Zotov, V. V. (2009), "Primeneniye rezinotrosovykh tyagovykh lent na podyemnykh ustanovkakh", *Gornyi Zhurnal*, no 1, pp. 75-78.
5. Polusyna, M.V., Moskalova, T.V., Zapara, I.S. (2017), "Rational parameters of friction hoist with bobbin counterbalancing device from the condition of the power consumption minimum", *Journal of donetsk mining institute*, no2 (41), pp.169-175.

Об авторах

Полушина Марина Витальевна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и инжиниринга Национального технического университета «Днепропетровская политехника» (НТУ «Днепропетровская политехника» МОН Украины), Днепр, Украина, marina.polushina@gmail.com

Москалева Татьяна Витальевна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и Национального технического университета «Днепропетровская политехника» (НТУ «Днепропетровская политехника» МОН Украины), Днепр, Украина, moskalova@ua.fm.

About the authors

Polushyna Maryna Vitaliivna, Candidate of Technical Science (Ph.D.), Associate Professor, Associate Professor in Department of Mining Machines and Engineering of National Technical University Dnipro Polytechnic (NTU "DP"), Dnipro, Ukraine,

marina.polushina@gmail.com

Moskalova Tetyana Vitaliivna, Candidate of Technical Science (Ph.D.), Associate Professor, Associate Professor in Department of Mining Machines and Engineering of National Technical University Dnipro Polytechnic (NTU "DP"), Dnipro, Ukraine, moskalova@ua.fm

Анотація. У статті проведені результати дослідження впливу параметрів піднімальної установки зі шківми тертя та бобінним врівноважуючим пристроєм з гумотросовими канатами на здатність шківів передавати тягове зусилля тертям без проковзування канатів. Необхідність вирішення поставленої задачі обумовлена особливістю машини, що полягає в одночасній роботі двох шківів тертя. Піднімальна машина зі шківми тертя та бобінним врівноважуючим пристроєм має два привідних шківа, один з яких розташований зі сторони каната, що піднімається, інший – каната, що опускається, між якими встановлена бобіна для намотування гумотросового каната. Бобінний пристрій виконує статичне врівноважування піднімальної установки, що дозволяє відмовитися від врівноважуючих канатів. Розташування двигунів постійного струму на шківих невеликого в порівнянні із середнім діаметром бобіни діаметра дозволяє знизити вартість приводу в 2 ... 2,5 рази за рахунок підвищення швидкості обертання. Встановлено, що найбільш небезпечними з точки зору ковзання канатів по шківу є режим розгону порожнього скіпа у верхнього приймального майданчика при підніманні вантажу. Режим запобіжного гальмування не розглядався, тому, що гальмівний пристрій, що розташований на бобіні, запобігає ковзанню канатів. Розглянуті режими роботи піднімальної установки на вертикальній і похилій трасах підйому. Виведена формула для визначення критичного прискорення при розгоні, при якому починається ковзання гумотросового каната по шківу, та формула для визначення мінімально необхідного кута обхвату канатом ведучого шківа тертя із умови відсутності ковзання каната. В результаті дослідження визначені конструктивні параметри піднімальної установки, які найбільш ефективно впливають на величину критичного прискорення розгону: відношення ваги порожнього скіпа до навантаженого та відношення кінцевого до початкового радіусу намотки каната на бобіні. Дослідження показали, що піднімальна установка відповідає вимогам безпеки, має достатній запас тягової здатності, а необхідні кути обхвату шківа канатом завжди можуть бути перевищені завдяки раціональному комплектуванню бобіни і шківів тертя.

Ключові слова: підйомна установка, шків тертя, ковзання канатів, тягова здатність

Annotation. In this article, the authors presents results of their study of how parameters of friction hoist with bobbin counterbalancing device and rubber-steel ropes influence on capacity of the sheaves to transmit traction force by friction without rope slipping. The need to solve the problem is caused by the feature of this machine, which consists in simultaneous operation of two friction sheaves. The friction hoist with bobbin counterbalancing device consists of two driving friction sheaves, one of them is located on the ascending branch of the rope, the other – on the descending branch, and the bobbin device for winding the rubber-steel rope installed between the sheaves. The bobbin device provides static balancing of the hoist, and, therefore, eliminates the need for counterbalancing ropes. Installation of the DC motors on the sheaves with the diameter smaller than the average diameter of the bobbin allows reducing cost of the drive by 2 ... 2.5 times due to the higher speed of rotation. It was established that the most dangerous mode for rope slippage is the acceleration of a descending skip from an unloading station during lifting. Mode of safety braking was not considered because braking system is mounted on the bobbin, and rope slippage is not dangerous. The modes of operation of the hoist in the vertical shafts and on inclined track of an opencast mine were considered. A formula for determining critical acceleration when the rubber-steel rope begins to slide along the sheave and a formula for determining the minimum required contact angle between the friction sheave and rope for the conditions of no rope slippage were obtained. As a result of the study, the design parameters of the hoist, which influence most effectively the critical acceleration, were determine, such as the weight ratio of an empty skip to the loaded one and the ratio of the final radius of the rope winding on the bobbin to the initial radius. The studies show that the hoisting system meets safety requirements and provides sufficient tractive ability. The required contact angle can always be increased by rational layout of the bobbin counterbalancing device and friction sheaves.

Keywords: hoisting machinery, friction sheave, rope slippage, tractive capacity

Стаття надійшла до редакції 4.10. 2019

Рекомендовано до друку чл.-кор. НАН України О.П. Круковським