

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ НА ИЗГИБ КАНАТА ПРИ СТАЦИОНАРНОЙ НАМОТКЕ НА БАРАБАН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛОСКОЙ МОДЕЛИ

Заболотный К.С., Жупиев А.Л., Беспалько Т.В.,
Национальный горный университет, Днепропетровск

Запропоновано додатковий критерій оцінки працездатності підйомної установки за максимальному значенням кривини намотуваного каната. Досліджено вплив параметрів підйомної установки на згин при стаціонарному намотуванні каната на барабан із використанням уточненої плоскої моделі. Доведено, що збільшення кута девіації до $1,8^\circ$ $2,4^\circ$ (в залежності від параметрів установки) не призводить до перевищення допустимого значення кривин та критерію точкового дотику призводить до завищеного кроку намотки.

Additional criterion for working capacity estimation of hoisting plant from the position of maximal curvature of winding rope is proposed. Influence of hoisting plant parameters on the rope curve under conditions of stationary winding using corrected plane model is investigated. Following theses are proved: angle of deviation increase to 1.82° 4° (according to hoisting plant paramtetr) do not lead to excess of maximum allowable value of rope curvature; criterion of point contact sets excessive values of winding step.

Актуальной задачей совершенствования конструкций барабанных шахтных подъемных машин (ШПМ) является увеличение их канатоемкости, что непосредственно связано с назначением минимального шага намотки каната на барабан. Для назначения шага в настоящее время используется критерий точечного касания навиваемого каната и соседнего навитого каната [1,2]. Находящиеся в эксплуатации четырех- и пятиметровые машины с деревянной футеровкой имеют шаг намотки [3] меньше, чем шаг, рекомендуемый по этому критерию. В связи с этим необходимо выдвинуть новый критерий, которому бы удовлетворяли уже существующие машины.

В качестве критерия работоспособности подъемной машины с точки зрения процесса намотки каната на барабан, предлагаем критерий кривизны, суть которого в выполнении следующего условия: отношение радиуса кривизны оси наматываемого каната к радиусу каната должно быть больше либо равно отношению диаметра барабана к диаметру каната (Db/dk), рекомендуемого правилами безопасности (ПБ). Такой критерий гарантирует обеспечение значений максимальных изгибных напряжений проволок каната, а также нормального давления на соседний канат и на гребешок канавки, меньших либо равных соответствующим значениям при намотке на дно канавки машины с минимальным Db/dk , допустимым по ПБ.

Для использования предложенного критерия необходимо решить задачу определения кривизны оси наматываемого каната. Примем гипотезу, что ось наматываемого каната лежит в плоскости девиации [1].

Обозначим через Db – диаметр барабана, dk – диаметр каната, α – угол девиации. Назовем профилем канавки пересечение поверхности канавки с плоскостью, проходящей через ось барабана. Введем в этой плоскости локальную систему координат $\xi O\eta$ (рис. 1). Представим профиль канавки в виде сопряжения дуг окружностей и отрезков прямых. Основные параметры профиля канавки: h – высота канавки, Rd – радиус дна канавки, Rf – радиус скругления гребешка, a , b – длины прямолинейных участков на гребешке, горизонтального и наклонного соответственно, t – шаг нарезки канавки (рис.1).

Введем суммарный радиус $\rho = Rd + Rf$. Из геометрических соображений:

$$b^2 = \tau^2 - h(2\rho - h) \tag{1}$$

где $\tau = 0.5t - a$. Из уравнения (1) при $b=0$ и $a=0$ определим:

$$t_{Min} = 2\sqrt{h(2\rho - h)}.$$

При шаге нарезки канавки, большем t_{Min} , выбирая величину k от 0 до 1, определяем величины a и b по формулам $a = a_{Max} \cdot k$, где $a_{Max} = 0,5(t - t_{Min})$ и $b = \sqrt{\tau^2 - h(2\rho - h)}$.

Для полученного профиля строим эквидистантную кривую, т.е. кривую, описывающую траекторию движения центра окружности с диаметром, равным диаметру каната, при его качении

по профилю канавки. Эквидистантная кривая представляет собой множество точек, соответствующих возможным положениям оси навиваемого каната. Аналогично строим эквидистантную кривую для витка соседнего намотанного каната. На рис.2 кривая 1 изображает эквидистантную кривую витка соседнего намотанного каната, кривая 2 – профиля канавки, кривая 3 – сам профиль канавки, а 4 – объединение эквидистантных кривых профиля канавки и соседнего каната.

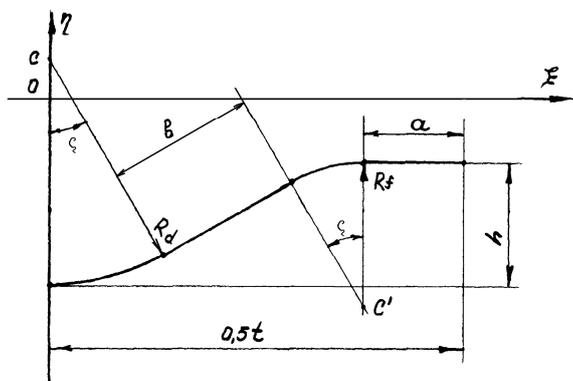


Рис. 1. Профиль канавки

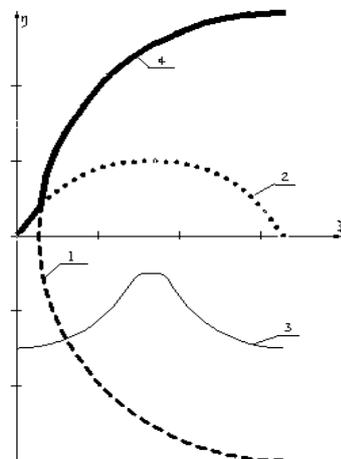


Рис. 2. Эквидистантная кривая профиля канавки и соседнего каната

Поверхность, эквидистантная поверхности нарезки канавки, в системе координат изображенной на рис.3, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= (Rb + \eta(\xi))\cos(\varphi) - Rb; \\ y &= (Rb + \eta(\xi))\sin(\varphi); \\ z &= -\frac{t\varphi}{2\pi} + \xi \end{aligned} \quad (2)$$

где $Rb = Db/2$, $\eta(\xi)$ объединение эквидистантных кривых профиля канавки и соседнего каната.

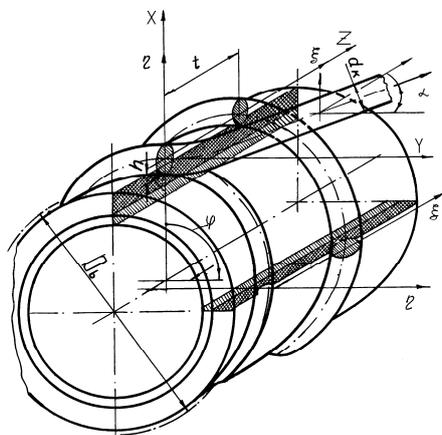


Рис. 3. Схема навивки каната на барабан

Примем, что ось наматываемого каната до точки закрепления (первая точка на эквидистантной поверхности, в которой навиваемый канат лежит на дне канавки) лежит в плоскости девиации. Уравнение линии пересечения эквидистантной поверхности плоскостью девиации имеет вид:

$$\begin{aligned} \varphi(\xi) &= \arccos\left(\frac{Rb}{Rb + \eta(\xi)}\right) \\ y &= (Rb + \eta(\xi))\sin(\varphi(\xi)); \\ z &= -t\frac{\varphi(\xi)}{2\pi} + \xi \end{aligned} \quad (3)$$

Для определения областей контакта каната с гребешком и соседним витком каната, представим ось навиваемого каната в виде последовательно соединенных двух криволинейных и трех прямолинейных участков. Криволинейные участки, соответствующие контакту каната с гребешком и соседним канатом, описываются уравнениями (3). Прямолинейные участки соединяют точку закрепления и точку начала контакта каната с гребешком канавки; точку конца контакта с гребешком и точку начала контакта с намотанным витком каната; точку конца контакта с намотанным витком и шкивом. Под точками контакта подразумеваются точки на эквидистантной поверхности, соответствующие точкам контакта на поверхности каната. Для поиска этих точек используется условие касательности прямолинейных участков оси каната и криволинейных, а также условие равенства угла наклона прямолинейного участка, идущего к

шкиву, углу девиации.

По описанному выше алгоритму была разработана программа, моделирующая намотку подъемного каната на профилированный барабан ШПМ. На рис. 4 на главном графике (левая часть экранной формы) приведены кривая пересечения эквидистантной поверхности с плоскостью девиации, ось каната и ее кривизна, умноженная на радиус барабана. В правой части экранной формы представлена форма профиля канавки и эквидистантные кривые.

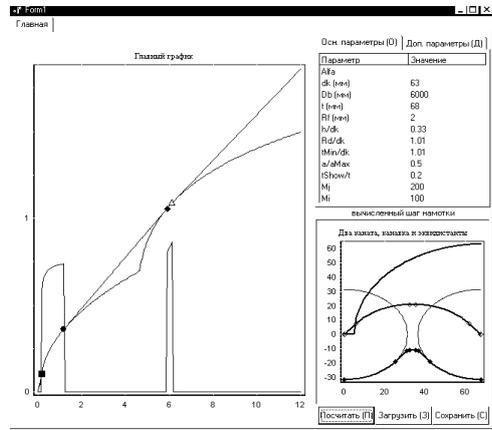


Рис. 4. Экранная форма

Анализ влияния изменения радиусов R_d и R_f существующих профилей канавки, с учетом структуры применяемых канатов, на кривизну оси наматываемого каната позволяет ограничиться следующими средними размерами: радиус дна канавки $R_d = 0,505 \cdot dk$, радиус скругления гребешка, который должен быть соизмерим диаметру проволоки каната, $R_f = dk / 17,5$.

Назовем приведенной кривизной отношение в процентах значения кривизны оси навиваемого каната к кривизне, допускаемой ПБ. Изгибные и контактные напряжения в проволоках каната пропорциональны этой величине. Назовем

относительным зазором отношение, в процентах, величины зазора между канатами к диаметру барабана. Обозначим через ε относительный зазор, рекомендуемый критерием одноточечного касания [1]. На рис. 5 для угла девиации $\alpha=1,5^\circ$ представлена зависимость приведенных кривизн от величины относительного зазора для случаев намотки: а) когда соседняя канавка в сторону убывания угла девиации пуста; б) заполнена канатом. Штрих-пунктирная линия (1) отображает зависимость для машины с отношением диаметра барабана к диаметру каната 80, пунктирная (2) – 100, сплошная (3) – 120. Крестиками и кружочками обозначены значения зазоров и кривизн в серийно выпускаемых подъемных машинах (X — четырехметровые машины: 2Ц4 × 1,8; ЦР4 × 3/0,7; 2Ц4 × 2,3; O — пятиметровые машины: 2Ц5 × 2,4; ЦР5 × 3/0,6). Вертикальной пунктирной линией обозначен наименьший относительный зазор ε_z для 4 и 5-метровых машин, рекомендуемый критерием одноточечного касания [1].

Из рис. 5 видно, что отображаемая зависимость для случая б), когда соседняя канавка полная, состоит из двух ветвей. Первая ветвь, отвечающая меньшим приведенным кривизнам и относительным зазорам от 0 до ε , соответствует контакту наматываемого каната с гребешком и соседним канатом. Вторая ветвь соответствует контакту только с гребешком. Большим значениям кривизн соответствует больший диаметр каната для одной и той же машины. Выпускаемые четырех- и пятиметровые машины имеют шаг намотки меньший, чем шаг, рекомендуемый по существующей теории одноточечного контакта [1].

На рис.6 представлены зависимости приведенных кривизн от угла девиации для случая заполненной соседней канавки. Кривые 1, 3, 5 и 2, 4, 6 отображают зависимости для машин с отношением $D_b/dk=80, 100, 120$ соответственно (тонкие кривые 1, 3, 5 для относительного зазора ε , жирные кривые 2, 4, 6 для относительного зазора, рекомендуемого в [3]). Поскольку при удовлетворении критерия одноточечного контакта канат огибает только гребешок, то кривизна его не зависит от того, заполнена ли соседняя канавка канатом, поэтому кривые 1, 3, 5 соответствуют как случаю заполненной, так и пустой соседней канавки.

На рис. 6 горизонтальная пунктирная линия соответствует предельному значению приведенной кривизны, вычисленной на основании ПБ. Из рисунка видно, что для машин и канатов с одинаковым значением D_b/dk значения приведенных кривизн меньше для случая намотки с заполненной соседней канавкой. Уменьшение шага намотки по сравнению с шагом, рекомендуемым теорией точечного касания в случае намотки с пустой соседней канавкой не приводит к увеличению приведенных кривизн, а в случае намотки с заполненной соседней канавкой позволяет увеличить допускаемый по критерию кривизн угол девиации.

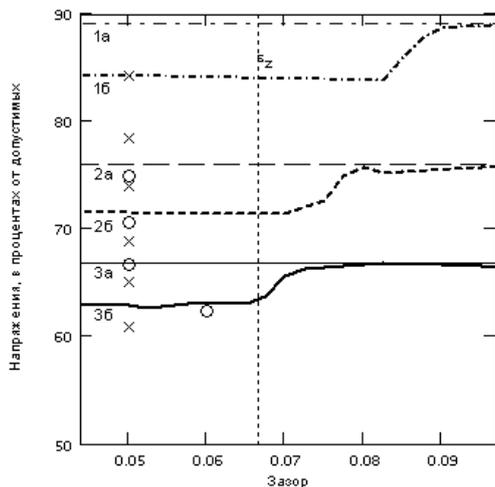


Рис. 5. Зависимость приведенных кривизн от относительного зазора

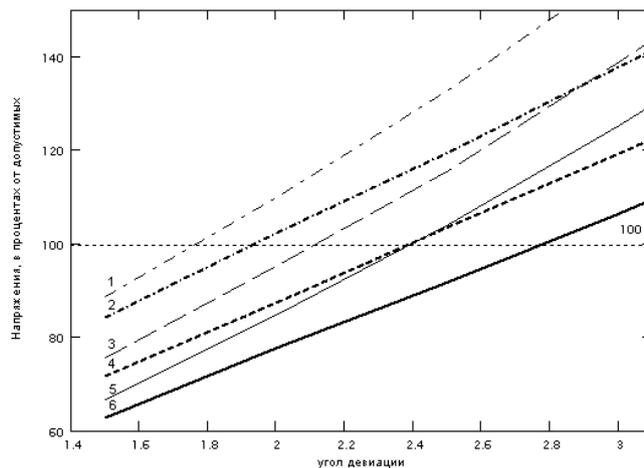


Рис. 6. Зависимость приведенных кривизн от угла девиации

Применение критерия кривизн приводит к следующим результатам:

- 1) намотка на гребешок (случай пустой соседней канавки со стороны уменьшения угла девиации) более опасна, чем намотка на соседний канат,
- 2) критерий точечного касания приводит к завышенному шагу намотки,
- 3) увеличение угла девиации за значение 1,5 градуса, рекомендуемое по ПБ, вплоть до величин, определяемых из рис. 6, не приводит к превышению допустимого значения кривизны оси каната.

Библиографические ссылки

1. Заболотный К.С., Жупиев А.Л., Безпалько Т.В. Разработка теории укладки подъемного каната на барабан ШПМ // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – №12. – С.36-38.
2. Киселев Н.Н., Кужель М.Г., Димашко А.Д., Ильин П.Л. К вопросу о допуске шага навивки каната на барабан подъемной машины // Уголь. – 1954. – №11. – С.27-31.
3. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кривневич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. – М.: Недра, 1973. – 363 с.

Рекомендовано к публикации д.т.н. В.И. Самусей

УДК 629.025:539.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ НАГРУЖЕНИЯ СИСТЕМЫ "БУКСИРОВЩИК-КАРЬЕРНЫЙ АВТОСАМОСВАЛ"

Бейгул В.О.,

Национальный горный университет, Днепропетровск

Розроблена математична модель збуреного руху системи "буксирувальник – кар'єрний автосамоскид"; визначені розрахункові навантаження на силові елементи підйомнозчіпних пристроїв буксирувальників кар'єрних автосамоскидів.

The mathematical model for indignant motion of system "motor tug – mining dumper" is worked out. Design loads for load – carrying constructions of motor tugs for mining dumpers are determined.

При буксировании карьерных автосамосвалов по неровностям технологических дорог возникают значительные динамические эффекты, в том числе увеличение нагрузок в узлах подъемноцепного устройства, резонансные режимы при колебаниях машин. Динамические нагрузки в подъемноцепном устройстве целесообразно характеризовать некоторыми коэффициентами динамичности, которые будем получать из рассмотрения колебаний системы "буксировщик-карьерный автосамосвал". В запас прочности и в целях аналитического исследования динамической системы принимаем, что опорная точка буксируемого автосамосвала не совершает вертикальных перемещений. Для получения картины кинематических возмущений