

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЕРЕСТАВНОГО УСТРОЙСТВА БАРАБАНОВ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

<sup>1</sup>Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепр

*Анализ опыта эксплуатации шахтных подъемных машин показывает, что из-за некорректно выбранных параметров их переставного устройства может произойти неполное соединение барабанов. Целью исследования является разработка рекомендаций к проектированию переставных устройств ШПМ, а для ее достижения решается актуальная научная задача создания математической модели переставного устройства, при помощи которой можно определить его научно обоснованные параметры.*

### ВСТУПЛЕНИЕ

Чтобы обеспечить изменение длины каната, в шахтных подъемных машинах (рис. 1) используются механизмы, называемые переставными устройствами. Они представляют собой зубчатые муфты, которые соединяют барабаны между собой или разъединяют их.

Переставное устройство зубчатого типа (рис. 2), оснащённое пружинно-пневматическим приводом, включает три пневмоцилиндра 1, пружины 2, переставную ступицу 3, заклиненную ступицу 4 и зубчатый венец 5. Последний соединяется с коренным валом ШПМ.

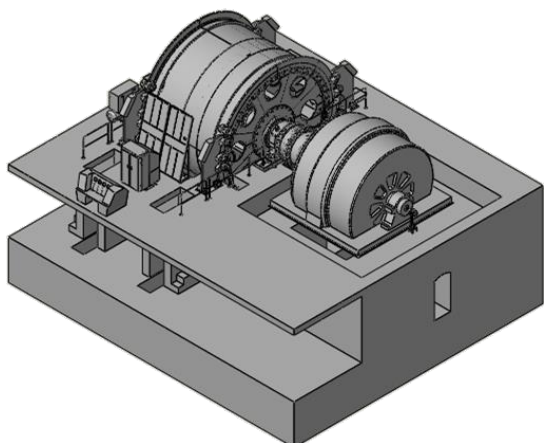


Рисунок 1 – Шахтная подъемная машина ЦР–6×3,2

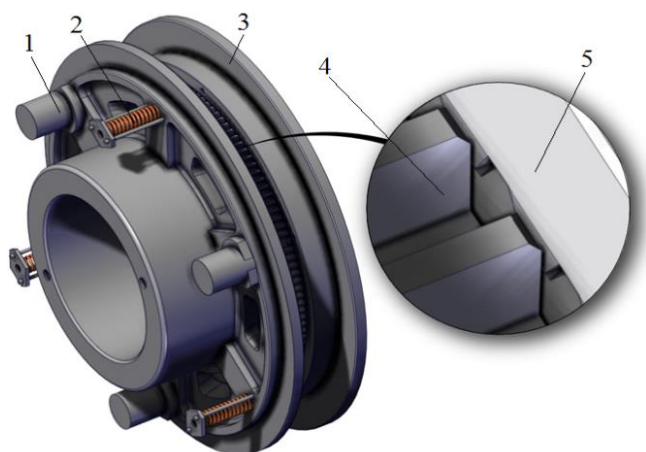


Рисунок 2 – Переставное устройство

Вследствие подачи сжатого воздуха в пневматические цилиндры поршни сжимают пружины и, смещая при этом переставную ступицу, выводят зубчатый венец из зацепления. При этом переставная часть барабана отсоединяется от коренного вала, который вместе с заклиненной частью барабана может проворачиваться. В случае выпуска сжатого воздуха из пневматических цилиндров пружины разжимаются, зубчатый венец под действием нажимных устройств входит в зацепление со ступицей, соединяя переставную часть барабана с коренным валом.

При эксплуатации шахтных подъемных машин (ШПМ) возникает техническая проблема, когда из-за некорректно выбранных параметров переставного устройства может произойти неполное соединение барабанов, что вызывает аварийную ситуацию [1, 2].

Определяя конструктивные параметры переставного устройства, проектировщик должен учитывать многие факторы, среди которых скорость вращения барабана при перестановке, положение переставного устройства в барабане, величину зазоров между зубьями, количество зубьев, жесткость упругих элементов. Необходимо иметь четкое представление о влиянии перечисленных факторов на время срабатывания устройства и на качество зацепления. Современные методы компьютерного моделирования, в частности, программа SolidWorks Motion, позволяют выполнить вычислительный эксперимент на базе параметрической модели переставного устройства, в результате чего установить зависимости между его входными и выходными параметрами, а также

построить упрощенные математические модели, для обоснования выбора этих параметров.

Таким образом, построение математической модели переставного устройства барабанов шахтных подъемных машин является актуальной научной задачей.

Цель работы – разработать рекомендации к проектированию переставного устройства шахтной подъемной машины.

Для достижения поставленной цели решались следующие подзадачи:

1. Проведение вычислительного эксперимента с применением программы SolidWorks Motion по моделированию работы переставного устройства шахтной подъемной машины ЦР–6×3,2.

2. Используя результаты вычислительного эксперимента, построить аналитическую модель работы переставного устройства шахтной подъемной машины.

### ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Моделирование при помощи программы SolidWorks Motion работы переставного устройства барабана ШПМ. Для упрощения процесса изучения работы механизма перестановки в исходной модели (рис. 2) были выделены основные элементы (рис. 3), среди которых модель ступицы заклиненного барабана с установленным на него зубчатым венцом 1, неподвижно соединенная с валом 5 подъемной машины; ступица переставного барабана 4 с установленным на ней зубчатым венцом, смонтированная на валу машины при помощи роликоподшипника; наружный венец 3, соединяющий своими зубьями зубчатые венцы ступиц переставного и заклиненного барабанов и перемещаемый для зацепления с применением пружин 2. В расчетной модели приняты такие допущения: жесткость пружины  $c$  эквивалентна жесткости всех пружин механизма перестановки, масса наружного венца равна массе всех подвижных его частей, параметры зубчатого зацепления расчетной модели соответствуют модели переставного устройства (см. рис. 2).

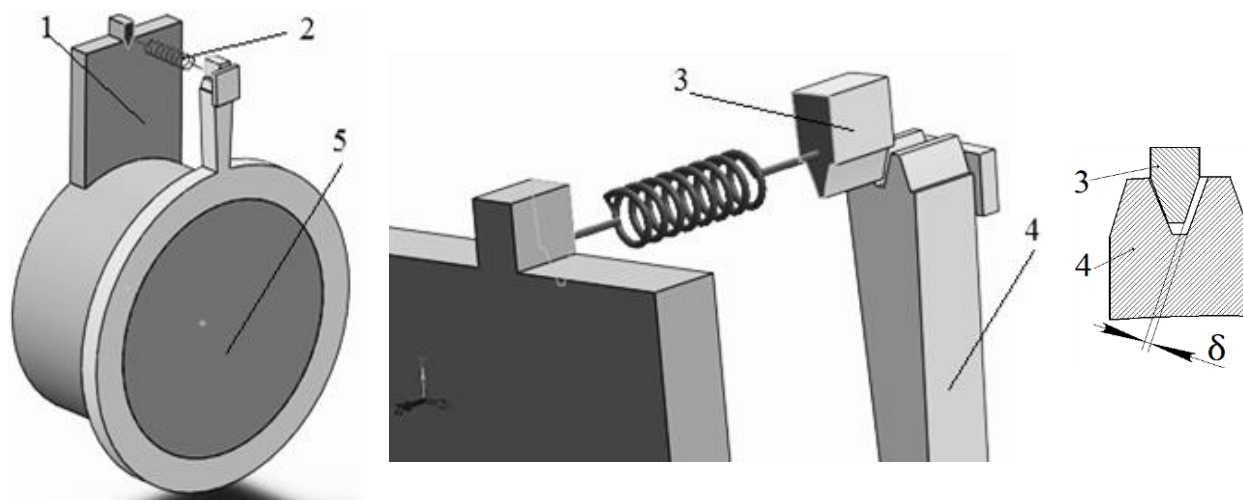


Рисунок 3 – Расчетная модель взаимодействия зубчатого венца и ступиц в переставном устройстве

Файл, содержащий построенную модель, открывается во вкладке SolidWorks Motion (рис. 4–6), где настраиваются следующие параметры [3]:

- вращающийся двигатель с заданной частотой ( $n$ , об/мин) приложен к валу (см. рис. 4);
- линейная пружина имеет варьируемую жесткость ( $c$ , Н/мм), постоянный параметр свободной длины ( $x_0$ , мм), показатель степени выражения силы ( $e$ ), диаметр витков ( $d_b$ , мм), число витков ( $n_b$ ), диаметр проволоки ( $d_{пр}$ , мм), (см. рис. 5);

- контакт твердых тел имеет скорость динамического трения, обеспечивающую его постоянность ( $v_k$ , мм/с); коэффициент динамического трения ( $\mu_k$ ); скорость статического трения, обуславливающая преодоление его силы, когда статический компонент начинает двигаться ( $v_s$ , мм/с); коэффициент статического трения ( $\mu_s$ ); коэффициент восстановления, учитывающий потерю энергии при ударе ( $k_b$ ), (см. рис. 6).

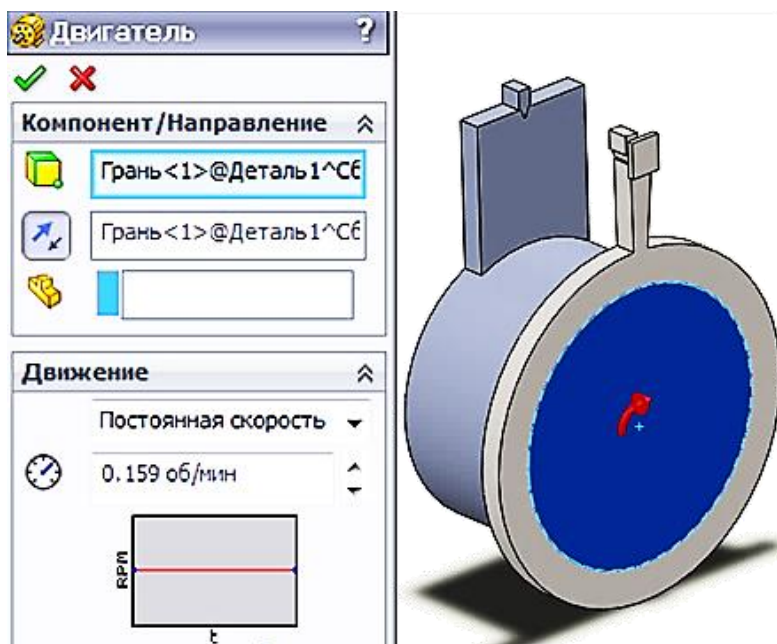


Рисунок 4 – Инструмент «Вращающийся двигатель»

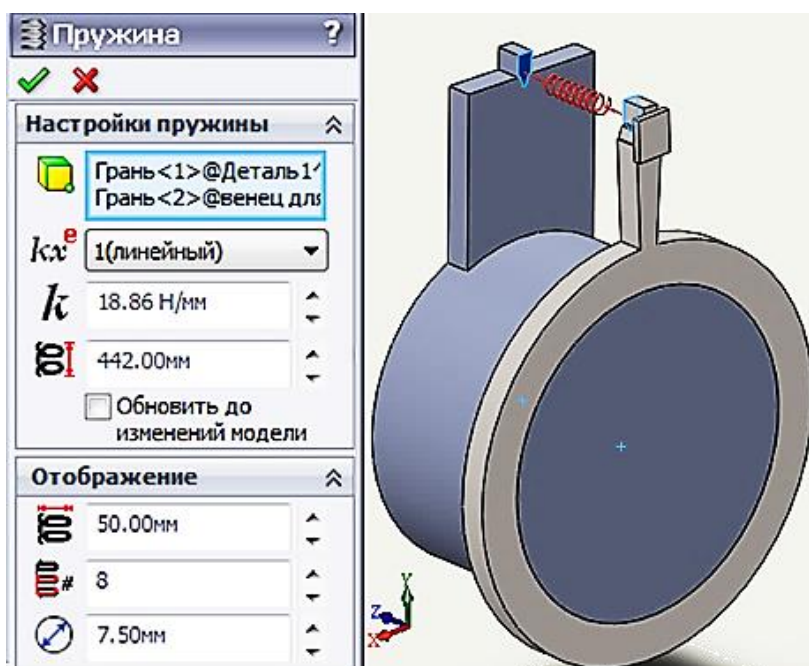


Рисунок 5 – Инструмент «Пружина»

Применяя инструмент «Двигатель», имитируют вращение модели ступицы 1 при условии, что модель ступицы 4 остается неподвижной, а модель наружного венца 3 совершает колебательное движение под действием сил упругости предварительно сжатой пружины 5.

Очевидно, что зуб наружного венца может войти во впадину зубчатого венца ступицы переставного барабана, если зазор между ними достигнет величины  $\delta$  (см. рис. 3). Найдем зависимость между жесткостью пружины и крайним положением зуба наружного венца 3, учитывая, что жесткость реальных конструкций пружин лежит в диапазоне  $1 \leq c \leq 100$  Н/мм, при этом линейная скорость намотки каната составляет 0,05 м/с, величина зазора  $\delta = 2$  мм, коэффициент предварительного сжатия пружины  $k = 1,5$ .

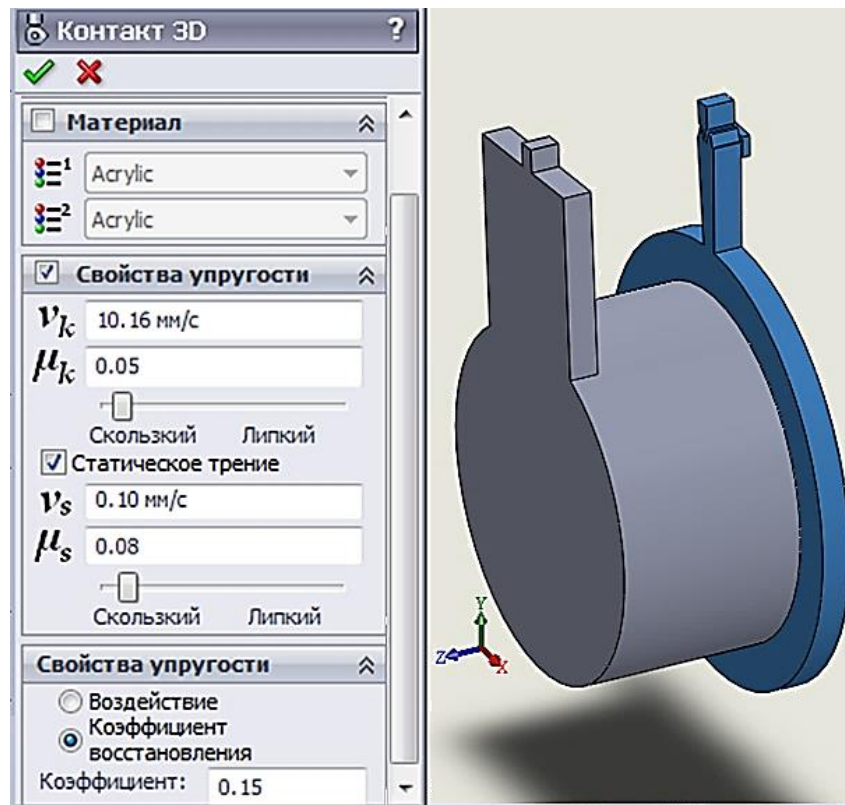
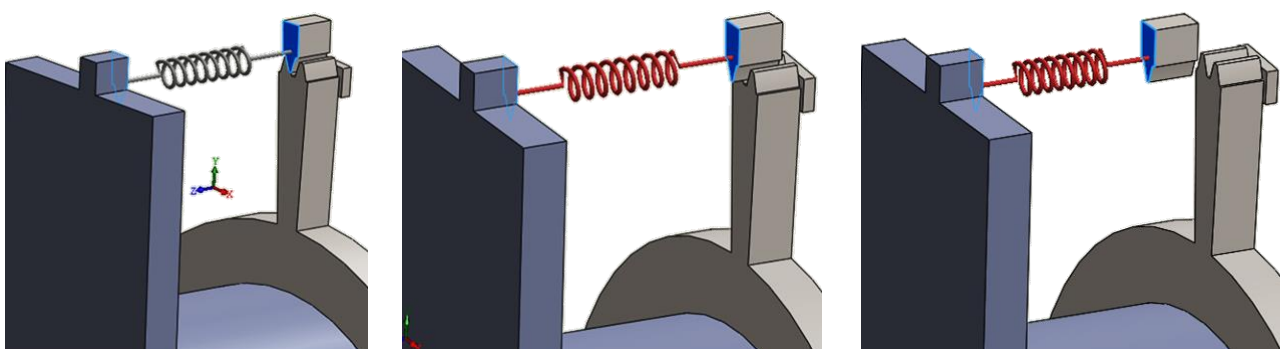


Рисунок 6 – Инструмент «Контакт твердых тел»

На рис. 7 рассмотрены возможные варианты взаимодействия тел 3 и 4. Показано, что только при  $c = 18,5$  Н/мм, тело 3 достигает крайнего правого положения, т. е. зуб наружного венца попадает во впадину венца ступицы переставного барабана.

При построении аналитической модели работы переставного устройства шахтной подъемной машины исходим из описанных ниже условий. Для того, чтобы зуб венца входил во впадину ступицы переставной части, он должен иметь размеры, отличающиеся от размеров впадины ступицы на величину зазора  $\delta$  [4, 5]. Отсюда следует, что величины  $T$  – времени захода зуба венца во впадину переставной ступицы в окружном направлении, и  $t$  – времени захода зуба венца во впадину переставной ступицы в осевом направлении, должны быть равны между собой.



$c = 18$  Н/мм

$1$  Н/мм  $< c < 18$  Н/мм

$c > 18$  Н/мм

Рисунок 7 – Положение зуба венца во впадине ступицы в зависимости от жесткости пружины

В процессе исследования не учитывали величины сухого и вязкого трения, которое может развиваться в венце переставного устройства. Были использованы следующие параметры:  $x_0$  – длина пружины в свободном состоянии,  $x_1$  – длина пружины при крайнем левом положении венца,  $x_2$  –



длина пружины при крайнем правом положении венца (рис. 8). Будем рассматривать только поступательное движение венца относительно оси барабана. При этом венец считаем материальной точкой массой  $m$ , на которую действуют силы упругости пружин  $F_{\text{упр}} = c \cdot (x - x_0)$ , (рис. 9). Система координат построенной модели, совмещается с осью барабана, начало которой (точка  $O$ ) расположено на расстоянии  $x_1$  от плоскости разъема переставной части (см. рис. 8).

Обозначим, что ход венца  $s = x_2 - x_1$ . Пусть  $\Delta = x_0 - x_1$ , это разность между длиной пружины в свободном состоянии и ее же длиной в крайнем левом положении венца. Очевидно, что если венец занимает крайнее правое положение, пружина должна находиться в поджатом состоянии. То есть необходимо выполнение такого условия:  $\Delta > s$ . Математически его можно выразить следующим образом:  $\Delta = k \cdot s$ , где  $k > 1$  – коэффициент предварительного сжатия пружины.

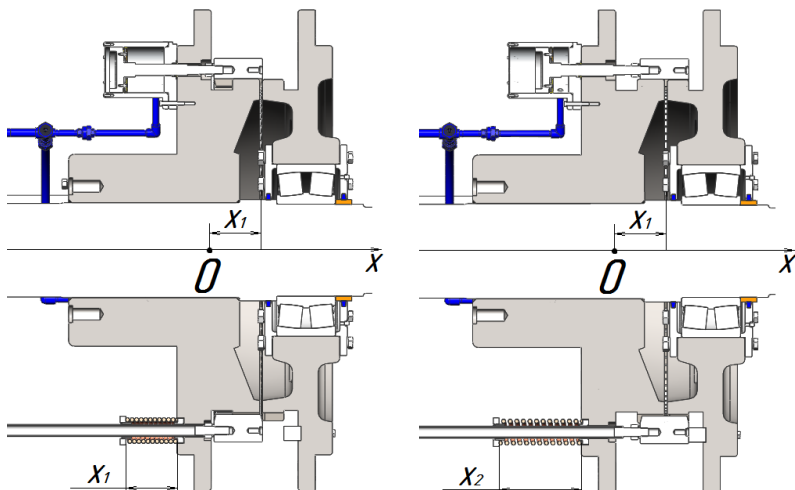


Рисунок 8 – Крайние положения венца переставного устройства ШПМ

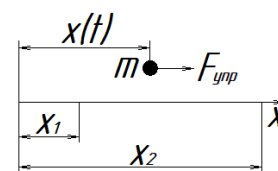


Рисунок 9 – Расчетная схема венца переставного устройства ШПМ

При заданной массе зубчатого венца  $m$  время  $t$  зависит от величины зазора между зубьями венца и ступицы  $\delta$ , а также от жесткости пружин  $c$  переставного устройства [4].

Определим зависимость между линейной скоростью намотки каната на барабан  $V$  и необходимой жесткостью пружины  $c$ .

Рассчитаем время движения венца  $T$ , воспользовавшись кинематическими условиями, а именно:

$$T = \frac{\delta \cdot R}{v \cdot r},$$

где  $R$  – радиус барабана, м;  $r$  – радиус делительной окружности зубчатого соединения венца со ступицей, мм.

Дифференциальное уравнение, которое описывает движение венца, можно сформулировать в таком виде:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot (x - x_0) = 0. \quad (1)$$

Имеют место следующие начальные условия, если  $t = 0$ :

1. Пружина находится в сжатом состоянии, то есть

$$x(0) = x_1. \quad (2)$$

2. Начальная скорость движения венца

$$\dot{x}(0) = 0. \quad (3)$$

Принимаем во внимание граничное условие, а именно:

$$x(T) = x_2. \quad (4)$$

Оно отражает перемещение зуба из крайнего левого в крайне правое положение на протяжении времени движения венца  $T$ .

Обозначим через  $\omega$  собственную частоту колебаний венца, то есть  $\omega = \sqrt{c/m}$ .

Решение уравнения (1) ищем в виде следующего преобразования:

$$x(t) = A_1 \cdot \sin \omega t + A_2 \cdot \cos \omega t + A_3, \quad (5)$$

тогда

$$\dot{x} = A_1 \cdot \omega \cdot \cos \omega t - A_2 \cdot \omega \cdot \sin \omega t, \quad (6)$$

$$\ddot{x} = -A_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t - A_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t. \quad (7)$$

Подставляя выражение (5) и (7) в уравнение (1), делаем вывод, что  $A_3 = x_0$ .

Из выражений (3) и (6) следует, что  $A_1 = 0$ , согласно уравнениям (2) и (5) –  $A_2 + A_3 = x_1$ , тогда  $A_2 = x_1 - x_0 = -\Delta$ . Следовательно, решение уравнения (5) примет такой вид:  $x(t) = x_0 - \Delta \cdot \cos \omega t$ .

Из граничного условия (4), следует, что  $\Delta \cdot \cos \omega T = x_2$  или

$$\Delta - s = \Delta \cdot \cos \omega T. \quad (8)$$

Вследствие чего

$$\omega = \frac{1}{T} \cdot \arccos \frac{\Delta - s}{\Delta}. \quad (9)$$

Очевидно, что

$$c = \omega^2 \cdot m. \quad (10)$$

Используя уравнения (9), (10), а также выражения для расчета параметра  $T$ , найдем связь между величинами жесткости, зазора и скорости намотки в момент перестановки при различных значениях коэффициента предварительного сжатия пружины  $k$ , а именно:

$$c(v, \delta, k) = m \cdot \left( \frac{v \cdot r}{\delta \cdot R} \cdot \arccos \left( 1 - \frac{1}{k} \right) \right)^2. \quad (11)$$

Из уравнения (11) следует, что рациональные значения жесткости пружины  $c$  зависят от параметров  $m, v, \delta, k$ .

В результате проведенных преобразований, отражающих перемещение венца из крайнего левого в крайне правое положение, получено аналитическое выражение для определения рациональной жесткости пружины переставного устройства ШПМ. Доказано, что жесткость  $c$  прямо пропорциональна квадрату линейной скорости намотки каната на барабан и обратно пропорциональна квадрату зазора между зубьями венца и переставной ступицы.

Для оценки достоверности результатов, которые могут быть рассчитаны с применением формулы (11), сопоставим их с результатами вычислительного эксперимента, выполненного

средствами программы SolidWorks Motion. Проведем расчеты, используя следующие исходные данные шахтной подъемной машины ЦР–6×3,2: масса венца переставной части  $m = 700$  кг; радиус барабана  $R = 3$  м; ход венца  $s = 0,075$  м, а также применим варьируемые параметры, то есть скорость намотки каната на барабан  $v = 0,05 \dots 1$  м/с; величину зазора между зубьями венца и ступицей  $\delta = 0,001 \dots 0,003$  м; коэффициент предварительного сжатия пружины  $k = 1,1 \dots 1,5$ .

Установим зависимость между параметрами переставного устройства и жесткостью пружины. Результаты расчета представим в виде диаграммы (рис. 10). На базе перечисленных данных был выполнен анализ задачи средствами программы SolidWorks Motion, который показал, что если зазор  $\delta = 0,002$  м, скорости намотки каната в момент перестановки  $v = 1$  м/с, то значение эквивалентной жесткости пружины переставного устройства должно быть таким:  $c = 18$  Н/мм, при этом время срабатывания равно 8,3 с. Следовательно, с погрешностью 3 % было подтверждено найденное выше рациональное значение эквивалентной жесткости пружин переставного устройства (18 Н/мм), обеспечивающее перемещение венца из крайнего левого в крайне правое положение.

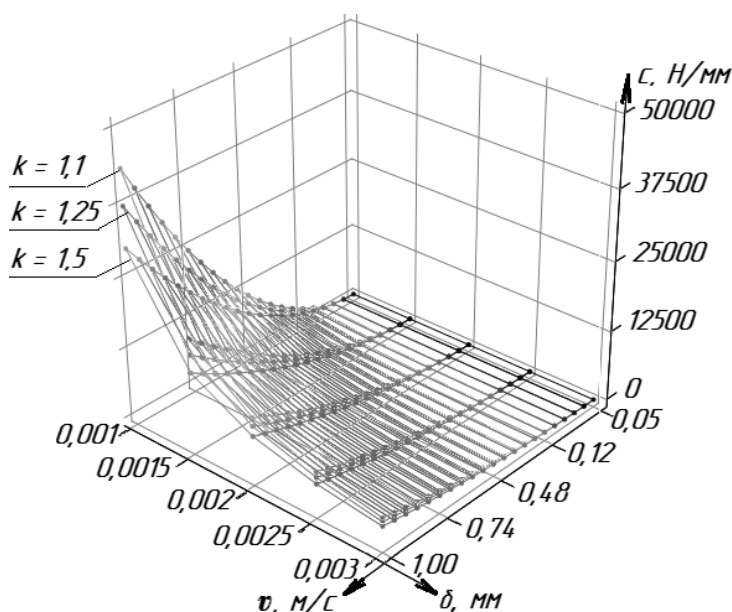


Рисунок 10 – Диаграмма зависимости жесткости пружины от параметров переставного устройства ШПМ

## ВЫВОДЫ

1. С использованием методов компьютерного и математического моделирования получено аналитическое выражение для определения эквивалентной жесткости пружин переставного устройства ШПМ, которая обеспечивает полное вхождение зубьев наружного венца в зубья венца ступицы переставного барабана, что зависит от скорости  $v$  намотки каната на барабан, величины зазора  $\delta$  между зубьями венца и ступицей, коэффициента предварительного сжатия пружины  $k$ .

2. Показано, что применительно к шахтной подъемной машине марки ЦР–6×3,2 погрешность результата, полученного от решения уравнения, составляет менее 3 %.

3. Рекомендуется при выборе параметров переставного устройства ШПМ значение эквивалентной жесткости пружин определять при помощи выражения (11).

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бежок В.Р. Шахтный подъем / В. Р. Бежок, В. И. Дворников, И. Г. Манец, В. А. Пристром; под ред. Б. А. Грядущего и В. А. Корсуна. – Донецк : Юго-Восток, 2007. – 623 с.
2. Завозин Л. Ф. Шахтные подъемные установки / Л. Ф. Завозин. – Изд. 2-е, переработ. и доп. – М. : Недра, 1975. – 368 с.
3. Заболотный К. С. Разработка компьютерной модели узла переставного устройства подъемной машины ЦР–6×3,2 / К. С. Заболотный, Н. В. Пересада // Молодь: наука та інновації : матер. наук.-практ. конф., м. Дніпропетровськ, 3–4 груд. 2013 року. – Днепропетровск : НГУ, 2013 – С. 90–92.

4. Панченко Е. В. Обоснование параметров переставного устройства шахтной подъемной машины ЦР-6×3,2 / Е. В. Панченко, Н. В. Пересада // Наукова весна-2014 : матер. наук.-практ. конф., м. Дніпропетровськ, 27 берез., 2014. – Днепропетровск : НГУ, 2014 – С. 25–26.

5. Федорова З. М. Рудничные подъемные установки / З. М. Федорова, Р. Н. Хаджиков, В. М. Качеровский. – М. : Недра, 1966. – 308 с.

#### REFERENCES

1. Bezhok V.R. Shakhtnyy pod"yem / V.R. Bezhok, V.I. Dvornikov, I.G. Ma-nets, V.A. Pristr; pod red. B.A. Gryadushchego i V.A. Korsun. – Donetsk : Yugo–Vostok, 2007. – 623 s.

2. Zavozin L.F. Shakhtnyye pod"yemnyye ustanoki / L.F. Zavozin. – Izd. 2-ye, pererabot. i dop. – М. : Nedra, 1975. – 368 s.

3. Zabolotnyy K.S. Razrabotka komp'yuternoy modeli uzlov perestavnogo ustroystva pod"yemnoy mashiny TSR-6 × 3,2 / K.S. Zabolotnyy, N.V. Peresada // Molod': nauka ta innovatsii: mater. nauk.-prakt. конф., м. Dnipropetrovsk, 3–4 grudnya 2013. – Dnepropetrovsk : NGU, 2013 – S. 90–92.

4. Panchenko Ye.V. Obosnovaniye parametrov perestavnogo ustroystva shakhtnoy pod"yemnoy mashiny TSR-6 × 3,2 / Ye.V. Panchenko, N.V. Peresada // Naukova vesna-2014: mater. nauk.-prakt. конф., м. Dnipropetrovsk, 27 berez., 2014. – Dnepropetrovsk : NGU, 2014 – S. 25–26.

5. Fedorova Z.M. Rudnichnyye pod"yemnyye ustanovki / Z.M. Fedorova, R.N. Khadzhikov, V. M. Kacherovskiy – М. : Nedra, 1966. – 308 s.

**К. С. Заболотний<sup>1</sup>, О. В. Панченко<sup>1</sup>, О. Л. Жупієв<sup>1</sup>**

## РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПЕРЕСТАВНОГО ПРИСТРОЮ БАРАБАНІВ ШАХТНИХ ПІДНІМАЛЬНИХ МАШИН

<sup>1</sup>Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», м. Дніпро

Аналіз досвіду експлуатації шахтних піднімальних машин показує, що внаслідок некоректно вибраних параметрів їхнього переставного пристрою може статися неповне з'єднання барабанів. Метою дослідження є розробка рекомендацій щодо проектування переставних пристроїв ШПМ, а для її досягнення потрібно виконати актуальне наукове завдання створення математичної моделі переставного пристрою, за допомогою якої можна визначити його науково обґрунтовані параметри. Вперше з похибкою менше 3 % сформульовано аналітичний вираз для розрахунку еквівалентної жорсткості пружин переставного пристрою ШПМ, здатної забезпечити повне входження зубців зовнішнього вінця в зубці вінця маточини переставного барабана.

**Ключові слова:** переставний пристрій, піднімальна машина, SolidWorks Motion.

*Заболотний Костянтин Сергійович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», e-mail: mmf@ua.fm

*Панченко Олена Володимирівна*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», e-mail: helean\_@ua.fm

*Жупієв Олександр Леонідович*, старший викладач кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», e-mail: alexzh@ua.fm



## ELABORATION OF THE MATHEMATICAL MODEL OF A RESETTABLE DEVICE OF THE DRUMS OF MINE WINDERS

<sup>1</sup>National mining university, Dnipro

The analysis of operating experience of mine winders shows that because of the parameters of a resettable device which are chosen incorrectly, incomplete connection of the drums can take place. The aim of the work is elaboration of the recommendations for the design of the resettable devices. For obtaining this aim the topical scientific task is being solved. The task is elaboration of the mathematical model of the resettable device, making it possible to receive its parameters which are scientifically based. The analytic expression with the error less than 3% for equivalent stiffness of the springs of the resettable device of the mine winder has been received for the first time. It secures the full entering of the teeth of an outer rim into the teeth of the rim of a hub of the resettable drum.

**Key words:** resettable devices, hoisting machine, SolidWorks Motion.

*Zabolotny Konstantin*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Mining Machinery and Engineering, State Higher Educational Institution "National Mining University", e-mail: mmf@ua.fm

*Panchenko Olena*, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Mining Machinery and Engineering, State Higher Educational Institution "National Mining University", e-mail: helean\_@ua.fm

*Zhupiev Aleksandr*, Senior Lecturer of the Department of Mining Machinery and Engineering, State Higher Educational Institution "National Mining University", e-mail: alexzh@ua.fm

К. С. Заболотный<sup>1</sup>, Е. В. Панченко<sup>1</sup>, А. Л. Жупиев<sup>1</sup>

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЕРЕСТАВНОГО УСТРОЙСТВА БАРАБАНОВ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

<sup>1</sup>Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепр

Анализ опыта эксплуатации шахтных подъемных машин показывает, что из-за некорректно выбранных параметров их переставного устройства может произойти неполное соединение барабанов. Целью исследования является разработка рекомендаций к проектированию переставных устройств ШПМ, а для ее достижения решается актуальная научная задача создания математической модели переставного устройства, при помощи которой можно определить его научно обоснованные параметры. Впервые с погрешностью менее 3 % сформулировано аналитическое выражение для расчета эквивалентной жесткости пружин переставного устройства ШПМ, позволяющий обеспечить полное вхождение зубьев наружного венца в зубья венца ступицы переставного барабана.

**Ключевые слова:** переставное устройство, подъемная машина, SolidWorks Motion.

*Заболотный Константин Сергеевич*, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», e-mail: mmf@ua.fm

*Панченко Елена Владимировна*, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», e-mail: helean\_@ua.fm

*Жупиев Александр Леонидович*, старший преподаватель кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», e-mail: alexzh@ua.fm