

Список літератури

1. N. Zupanc, A.W. Clarke, J.A. Trinnaman. World energy council / Survey of energy resources 2013, 600 p.
2. Burton E, Friedmann J, Upadhye R (2006) Best practices in underground coal gasification Lawrence Livermore Laboratory, 119 pp 2006.
3. Лозинський аналіз В.Г, П.Б. Саїк, О.В. Паваленко, Д.О Кошка. Аналіз сучасного стану і перспективи промислового застосування свердловинної підземної газифікації вугілля в Україні. // Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції «школа підземної розробки». – Д.: НГУ, 2010. – с. 279 - 287.
4. Yang, L., Zhang, X., Liu, S., Yu, L., & Zhang, W.. Field test of large-scale hydrogen manufacturing from underground coal gasification (UCG) //International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – Т. 33. – №. 4. – С. 1275-1285.
5. Дичковський Р.О. Наукові засади синтезу технологій видобування вугілля у слабометаморфізованих породах / Р.О. Дичковський. – Д. : Національний гірничий університет, 2013. – 262 с.
6. V.S. Falshtynskiy, R.O. Dychkovskiy, V.G. Lozynskiy, P.B. Saik. Determination of the technological parameters of borehole underground coal gasification for thin coal seam. Journal of sustainable mining. Issue 3, Volume 12. Central mining institute, Katowice 2013.
7. V.S. Falshtynskiy, R.O. Dychkovskiy, V.G. Lozynskiy, P.B. Saik. Research an adaptation process of the system «rock and coal massif – underground gasgenerator» on stand setting. Instytut Gospodarki Surowcami mineralnymi i energią Polskiej akademii nauk // Szkoła Eksploatacji podziemnej // – 2012. – Str. – 241-254.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Бузилом В.І.
Надійшла до редакції 14.11.2014*

УДК 622.647.2

© Р.В. Кирия, Н.Г. Ларионов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЛЕНТЫ ПО РОЛИКООПОРАМ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА, ОБУСЛОВЛЕННЫХ ДЕФОРМАЦИЕЙ ГРУЗА

На основании теории качения твердых цилиндров по упругим цилиндрическим пластинам определена сила и коэффициент сопротивления движению ленты по трехроликовым опорам конвейера. При этом учитывался гистерезис нормальных напряжений сыпучей среды к бортам ленты при ее движении по боковым роликам.

На підставі теорії кочення твердих циліндрів по пружним циліндричним пластинам визначена сила і коефіцієнт опору руху стрічки по трьохроликовим опорам конвеєра. При цьому враховувався гістерезис нормальних напружень сипкого середовища до бортів стрічки при її русі по боковим роликам.

The rigid cylinder rolling theory using to elastic belt-plate motion with three roller support allow to obtain the resistance force value. Therefor normal to lateral belt sides freight stress hysteresis under side roller motion is taken into account.

В настоящее время получили применение подземные ленточные конвейеры с лентой глубокой желобчатости. Они позволяют увеличить производительность конвейера, а также угол его наклона.

Однако из-за больших сил распора, связанных с деформацией груза, сила сопротивления движению ленты по роlikоопорам конвейера с лентой глубокой желобчатости существенно больше по сравнению с обычным конвейером.

Основными составляющими силы сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера являются: сила сопротивления от вращения роликoв (потери в подшипниках роликoв), сила сопротивления от вдавливания ролика в ленту (потери при качении ролика по ленте конвейера), сила сопротивления, обусловленная изгибом ленты и деформацией груза.

В работах [1–3] достаточно полно изучены составляющие силы сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера от вращения роликoв, от вдавливания роликoв в ленту, от изгиба ленты. Однако составляющие силы сопротивления от деформации груза изучены недостаточно. В то же время для конвейера с лентой глубокой желобчатости составляющие силы сопротивления движению ленты по роlikоопорам являются наиболее существенной.

В данной статье рассмотрен вопрос определения составляющей силы сопротивления движению ленты по трехроликoвым опорам, обусловленной деформацией груза.

При приближении лотка ленты с сыпучим грузом к роlikоопоре ленточного конвейера борта лотка ленты под действием боковых роликoв сжимаются, а затем за роlikоопорой под действием бокового распора груза расходятся, т.е. происходит развал бортов ленты. В результате при прохождении ленты с грузом через роlikоопору на борта ленты действует боковое давление со стороны груза, которое уменьшается скачком от пассивного до активного значения. При этом боковое давление на борта ленты сохраняет постоянное значение до определенной точки на промежутке между роlikоопорами. Затем в этой точке под действием упругих сил борта ленты сжимаются, а боковое давление скачком увеличивается от активного до пассивного значения, которое сохраняет постоянное значение до точки набегания ленты на роlikоопору ленточного конвейера.

При этом активная и пассивная распределенные боковые нагрузки на борта ленты меняются по высоте бортов ленты по линейному закону.

Перепад бокового давления на борта ленты со стороны груза при переходе ее через роlikоопоры конвейера вызывает скачек изгибающих моментов, приложенных в точках контакта ленты с боковыми роликoв конвейера, которые компенсируются моментом силы сопротивления, действующей со стороны боковых роликoв.

Кроме того, на дно лотка ленты действует постоянная распределенная нагрузка, обусловленная силой тяжести груза. Поэтому сила сопротивления при движении ленты по средним роликoв роlikоопор конвейера, обусловленная деформацией груза, по сравнению с силой сопротивления от боковых роликoв незначительна.

Для определения сил сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера, обусловленных деформацией груза, необходимо исследовать напряженно-деформированное состояние бортов лотка ленты.

Предположим, что контакт ленты и роликов происходит по образующей поверхности ролика, т.е. контакт ленты с роликом является контактом I рода [4].

Согласно принципу относительности механики, задачу движения бортов ленты по роликоопорам ленточного конвейера можно заменить задачей качения твердых цилиндров по упругой пластине, расположенных на одинаковых расстояниях между собой.

Поставленную задачу разобьем на две задачи: внешнюю и внутреннюю. Во внешней задаче рассмотрим напряженно-деформированное состояние бортов ленты на промежутке между роликоопорами ленточного конвейера.

Во внутренней задаче рассмотрим силы и моменты, действующие в точке контакта ленты с боковыми роликами.

Рассмотрим внешнюю задачу. Представим борта ленты как упругие цилиндрические пластины, жестко закрепленные в точках контакта с роликами, растянутые силами натяжения S (Н), обладающие изгибной жесткостью D_1 (Н·м²) и нагруженные распределенной нагрузкой $q(x)$ (Н/м) (рис. 1).

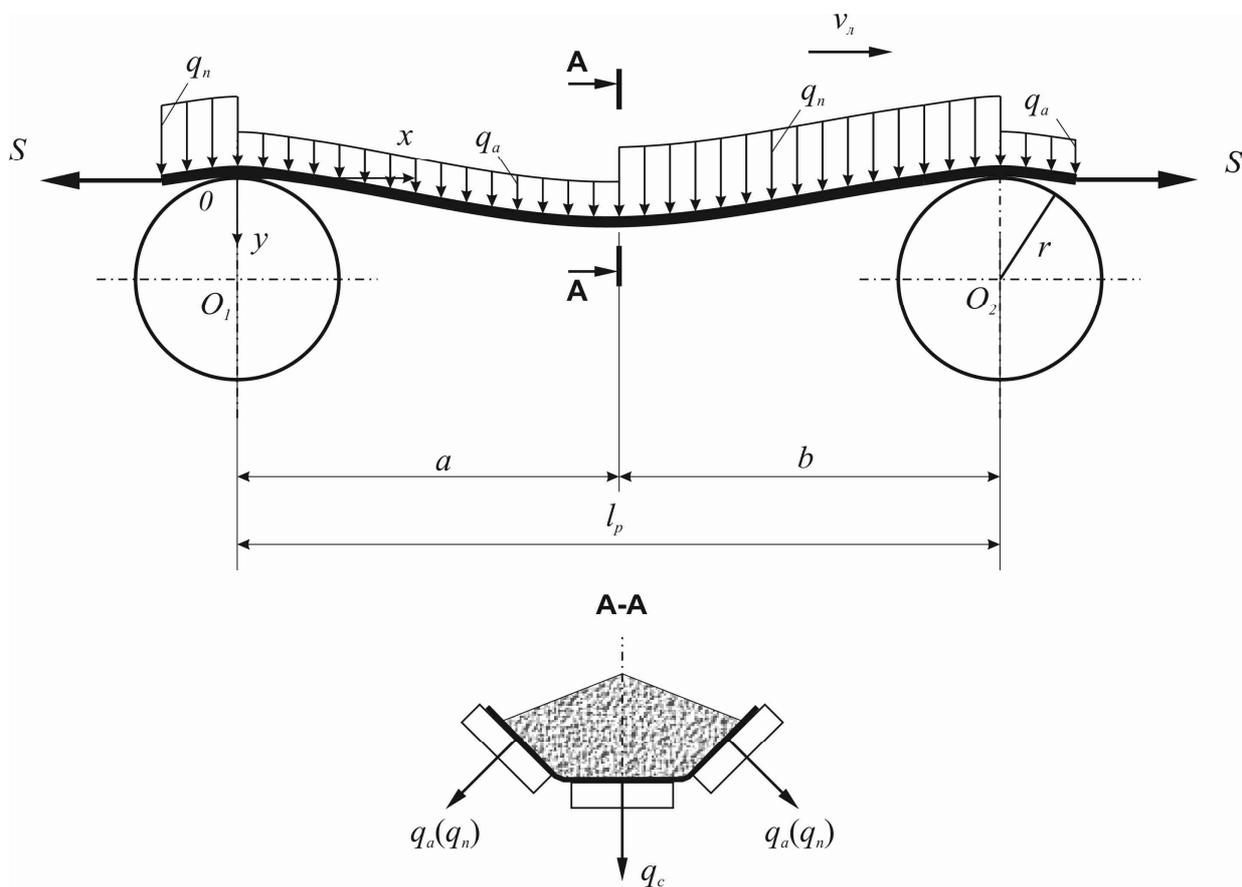


Рис. 1. Расчетная схема деформаций и нагрузок на ленту конвейера

Уравнение деформации бортов ленты при ее движении между роликоопорами запишем в виде [5]:

$$D_1 \frac{d^4 y}{dx^4} - S \frac{d^2 y}{dx^2} = q(x). \quad (1)$$

При этом распределенная нагрузка, действующая на эти цилиндрические пластины, представляется в виде

$$q(x) = \begin{cases} q_a, & \text{если } 0 \leq x \leq a; \\ q_n, & \text{если } a \leq x \leq l_p = a + b, \end{cases} \quad (2)$$

где q_a, q_n – активное и пассивное давления груза, действующие на борта ленты, Н/м; l_p – расстояние между роlikоопорами, м; y – деформация пластины в нормальном направлении, м; a – промежуток между роlikоопорами, в пределах которого действует активная распределенная нагрузка q_a , м; b – промежуток между роlikоопорами, в пределах которого действует пассивная распределенная нагрузка q_n , м.

Уравнение (1), с учетом (2), можно разбить на два:

$$D_1 \frac{d^4 y_1}{dx^4} - S \frac{d^2 y_1}{dx^2} = q_a \quad \text{при } 0 \leq x \leq a; \quad (3)$$

$$D_1 \frac{d^4 y_2}{dx^4} - S \frac{d^2 y_2}{dx^2} = q_n \quad \text{при } a \leq x \leq l_p, \quad (4)$$

где y_1, y_2 – нормальные изгибы бортов ленты на участках действия активного и пассивного боковых давлений соответственно.

При этом должны выполняться граничные условия:

– на левом конце пластины

$$\text{при } x = 0 \quad y_1 = 0; \quad \frac{dy_1}{dx_1} = 0; \quad (5)$$

– на правом конце пластины

$$\text{при } x = l_p \quad y_2 = 0; \quad \frac{dy_2}{dx_2} = 0. \quad (6)$$

Кроме того, в точке скачка бокового давления на борта ленты со стороны груза из условий непрерывности деформации, углов наклона ленты, моментов и перерезывающих сил в сечении ленты должны выполняться условия:

$$\text{при } x = a \quad y_1 = y_2; \quad \frac{dy_1}{dx_1} = \frac{dy_2}{dx_2}; \quad \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = \frac{d^2 y_2}{dx_2^2}; \quad \frac{d^3 y_1}{dx_1^3} = \frac{d^3 y_2}{dx_2^3}. \quad (7)$$

Общее решение системы уравнений (3), (4) имеет вид:

$$y_1 = \frac{1}{u^2} [(c_{11} \text{sh}(ux) + c_{12} \text{ch}(ux))] - \frac{q_a x^2}{2S} + c_{13} x + c_{14} \quad \text{при } 0 \leq x \leq a; \quad (8)$$

$$y_2 = \frac{1}{u^2} [c_{21} \text{sh}(ux) + c_{22} \text{ch}(ux)] - \frac{q_n x^2}{2S} + c_{23} x + c_{24} \quad \text{при } a \leq x \leq l_p, \quad (9)$$

где $u = \sqrt{\frac{S}{D_1}}$.

Подставляя (8) и (9) в граничные условия (5), (6) и условия (7), определим неизвестные константы $c_{11}, c_{12}, c_{13}, c_{14}, c_{21}, c_{22}, c_{23}, c_{24}$.

Изгибающий момент, приложенный к бортам ленты конвейера, определим по формуле [5]:

$$M(x) = \begin{cases} D_1 \frac{d^2 y_1}{dx^2} & \text{при } 0 \leq x \leq a; \\ D_1 \frac{d^2 y_2}{dx^2} & \text{при } 0 \leq x \leq l_p. \end{cases} \quad (10)$$

Анализ эпюр прогибов и изгибающих моментов бортов ленты, построенных по формулам (8)–(10), показал их несимметричность относительно середины интервала между роlikоопорами. При этом с уменьшением изгибной жесткости бортов ленты D_1 эпюра изгибающих моментов приближается к кривым, симметричным относительно центра интервала между роlikоопорами, а эпюры прогибов остаются несимметричными.

Для случая $a = l_p / 2$ изгибающие моменты на левом и правом концах пластины равны:

– на левом конце при $x = 0$

$$M_1(0) = D_1 \frac{d^2 y_1}{dx^2} \Big|_{x=0} = D_1 \left[\frac{q_n + q_a}{2S} ua \frac{\text{ch}(ua)}{\text{sh}(ua)} - \frac{q_n - q_a}{2S} \frac{(1 - \frac{u^2 a^2}{2}) \text{sh}(ua) - ua}{\text{sh}(ua) - u \text{ach}(ua)} - \frac{q_a}{S} \right]; \quad (11)$$

– на правом конце при $x = l_p$

$$M_2(l_p) = D_1 \frac{d^2 y_2}{dx^2} \Big|_{x=l_p} = D_1 \left[\frac{q_n + q_a}{2S} ua \frac{\text{ch}(ua)}{\text{sh}(ua)} + \frac{q_n - q_a}{2S} \frac{(1 - \frac{u^2 a^2}{2}) \text{sh}(ua) - ua}{\text{sh}(ua) - u \text{ach}(ua)} - \frac{q_n}{S} \right]. \quad (12)$$

Рассмотрим внутреннюю контактную задачу. Для определения сил сопротивления движению ленты по роlikоопорам конвейера, обусловленных деформацией груза, составим уравнение равновесия моментов сил, приложенных к ролику в точке К контакта ленты с боковыми роliками относительно центра вращения боковых роликов О (рис. 2).

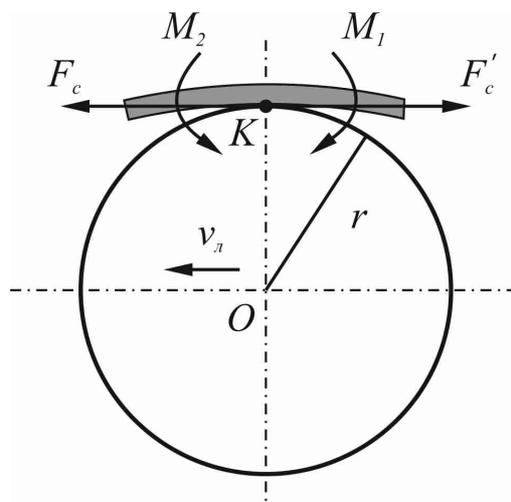


Рис. 2. Расчетная схема моментов сил, действующих на боковые роliки ленточного конвейера

В результате имеем

$$M_2(l_p) - M_1(0) = F'_c r, \quad (13)$$

где F'_c – сила сопротивления качению боковых роликов по ленте конвейера, обусловленная деформацией груза; r – радиус ролика.

Из равенства (13) получим:

$$F'_c = \frac{M_2(l_p) - M_1(0)}{r}. \quad (14)$$

Сила сопротивления движению ленты по боковым роликам, обусловленная деформацией груза, равняется

$$F_c = F'_c.$$

Подставляя (11) и (12) в (13), после преобразования получим:

$$F_c = \frac{(q_n - q_a)}{ur} \cdot \frac{\left[\frac{ua}{2} \operatorname{sh}(ua) - \operatorname{ch}(ua) + 1 \right] a}{u \operatorname{ach}(ua) - \operatorname{sh}(ua)}. \quad (15)$$

Коэффициент сопротивления при движении ленты на роликоопоре ленточного конвейера, обусловленный деформацией груза, определим по формуле

$$k_c = \frac{2F_c}{q_m l_p}, \quad (16)$$

где q_m – максимальный погонный вес груза на ленте конвейера.

Подставим (15) в (16), после преобразования получим:

$$k_c = \frac{(q_n - q_a)}{u q_m r} \cdot \frac{\frac{ua}{2} \operatorname{sh}(ua) - \operatorname{ch}(ua) + 1}{u \operatorname{ach}(ua) - \operatorname{sh}(ua)}, \quad (17)$$

где $a = l_p/2$.

Определим теперь средние значения активной q_a и пассивной q_n распределенных нагрузок на борта ленты, а также максимальный погонный вес груза на ленте q_m в зависимости от параметров желоба ленты трехроликовой опоры. Для этого рассмотрим напряженное состояние сыпучего груза в сечении лотка ленты конвейера с трехроликовыми опорами (рис. 3).

Для горизонтального конвейера в силу небольшой глубины груза на дно лотка ленты со стороны сыпучего груза действует главное нормальное давление σ_1 (касательное напряжение равно 0), равное

$$\sigma_1 = \gamma h, \quad (18)$$

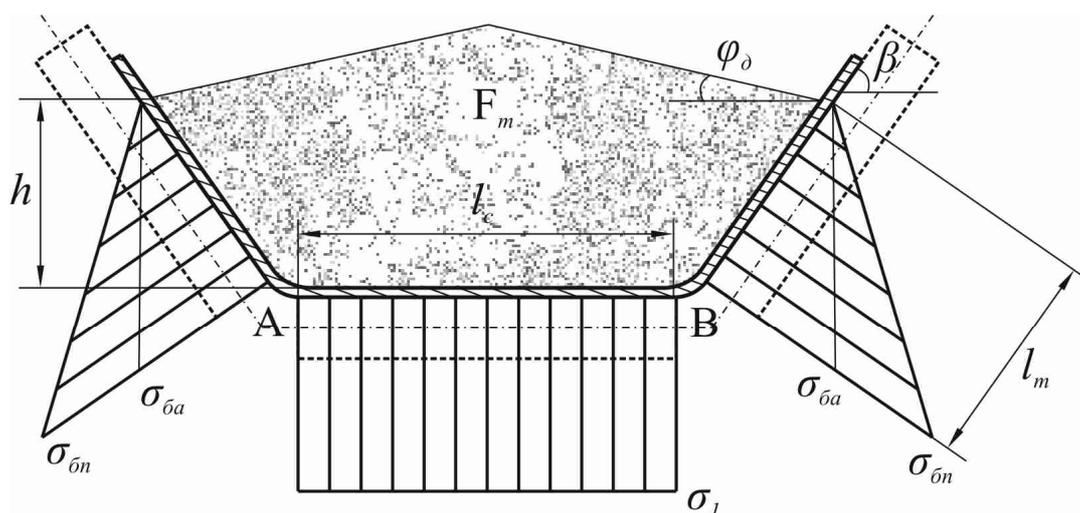
где γ – плотность груза, Н/м^3 , h – высота груза на ленте конвейера, м.

Согласно [6], в точках А и В главные боковые активные и пассивные давления σ_{2a} (Н/м^2) и σ_{2n} (Н/м^2) определяются по формулам

$$\begin{aligned} \sigma_{2a} &= \gamma h m; \\ \sigma_{2n} &= \frac{\gamma h}{m}, \end{aligned} \quad (19)$$

где m – коэффициент подвижности груза, определяемый по формуле

$$m = 1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1 + f^2}.$$



Напряженное состояние в точках А и В

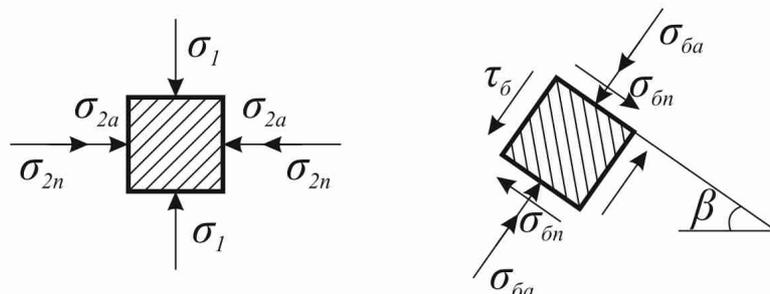


Рис. 3. Напряженно-деформированное состояние сыпучего груза в сечении желоба ленты конвейера с трехроликовыми опорами

Активное $\sigma_{\bar{b}a}$ и $\sigma_{\bar{b}n}$ пассивное давления на боковую стенку лотка, расположенную под углом β к горизонту в точках А и В, определим по формулам [6]:

$$\begin{aligned}\sigma_{\bar{b}a} &= \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_{2a} \sin^2 \beta; \\ \sigma_{\bar{b}n} &= \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_{2n} \sin^2 \beta,\end{aligned}\quad (20)$$

где β – угол наклона боковой стенки лотка, град.

Подставляя (18) и (19) в (20), получим

$$\begin{aligned}\sigma_{\bar{b}a} &= \gamma h (\cos^2 \beta + m \sin^2 \beta); \\ \sigma_{\bar{b}n} &= \gamma h \left(\cos^2 \beta + \frac{\sin^2 \beta}{m} \right).\end{aligned}\quad (21)$$

Погонная нагрузка на дно лотка q_c (Н/м), активные и пассивные погонные нагрузки $q_{\bar{b}a}$ (Н/м) и $q_{\bar{b}n}$ (Н/м) на боковые стенки лотка определяются как площадь эпюр нормальных давлений на дно и боковые стенки лотка ленты. В результате имеем:

$$q_{\bar{b}a} = \frac{1}{2} \sigma_{\bar{b}a} l_m,$$

$$q_{\delta n} = \frac{1}{2} \sigma_{\delta n} l_m,$$

$$q_c = \sigma_1 l_c. \quad (22)$$

где l_m – максимальная длина бортов ленты, заполненной грузом (м), определяется по формуле:

$$l_m = \frac{b - l_c}{2}, \quad (23)$$

где b – длина линии контакта груза в поперечном сечении ленты, $b = 0,9B - 0,05$, м; B – ширина ленты конвейера, м; l_c – ширина дна лотка ленты конвейера, м.

При этом, согласно рис. 3, h определяется по формуле

$$h = l_m \sin \beta. \quad (24)$$

Подставляя (21) в (22), с учетом (24), после преобразования получим:

$$q_{\delta a} = \frac{\gamma l_m^2}{2} (\cos^2 \beta + m \sin^2 \beta) \sin \beta;$$

$$q_{\delta n} = \frac{\gamma l_m^2}{2} \left(\cos^2 \beta + \frac{\sin^2 \beta}{m} \right) \sin \beta. \quad (25)$$

Максимальную погонную нагрузку q_m (Н/м) на ленте конвейера определим по формуле:

$$q_m = \gamma F_m, \quad (26)$$

где F_m – максимальная площадь сечения лотка ленты, заполненной грузом, м² (см. рис. 3)

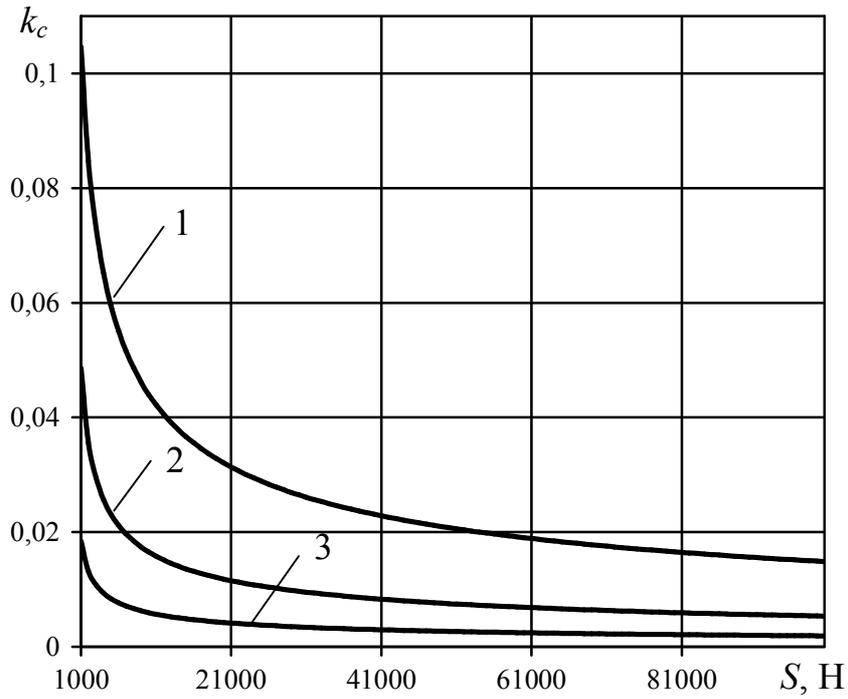
Для трехроlikовой опоры, подставляя F_m в (26), получим:

$$q_m = \gamma [l_m \sin \beta \cdot (l_c + l_m \cos \beta) + \frac{(l_c + 2l_m \cos \beta)^2}{4} \operatorname{tg} \varphi_\delta], \quad (27)$$

где φ_δ – угол естественного наклона насыпного груза при его движении по роlikоопорам конвейера, град.

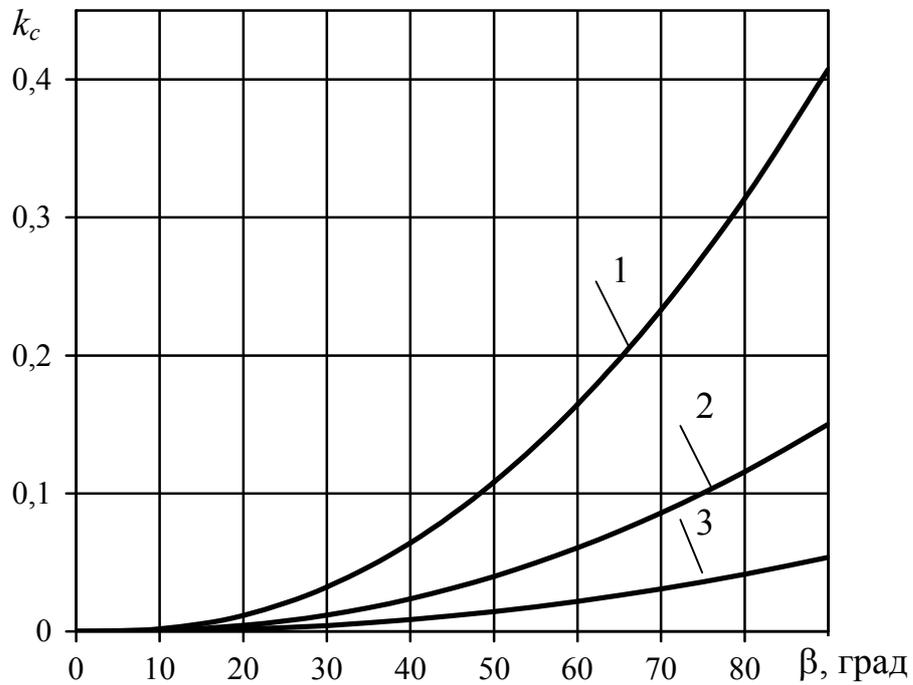
На рис. 4, 5, 6 показаны графики зависимости коэффициента сопротивления движению ленты k_c от натяжения ленты, угла наклона боковых роликoв β и расстояния между роlikоопорами l_p при различных значениях изгибной жесткости ленты конвейера $D_1 = 16; 2; 0,2$ Н·м², построенных согласно формуле (17) с учетом (25) и (26). При этом параметры конвейера, ролика, лотка ленты и свойства груза принимали значения: $S_l = 20000$ Н; $l_p = 1$ м; $r = 0,06$ м; $B = 1$ м; $l_c = 0,256$ м; $f = 0,7$; $\varphi_\delta = 20^\circ$; $\gamma = 10000$ Н/м³.

Из графиков (см. рис. 4–6) видно, что с увеличением натяжения ленты S и угла наклона боковых роликoв β коэффициент сопротивления от деформации груза k_c увеличивается, а при увеличении расстояния между роlikоопорами l_p практически не изменяется. При этом с увеличением изгибной жесткости ленты конвейера D_1 коэффициент сопротивления движению ленты k_c возрастает.



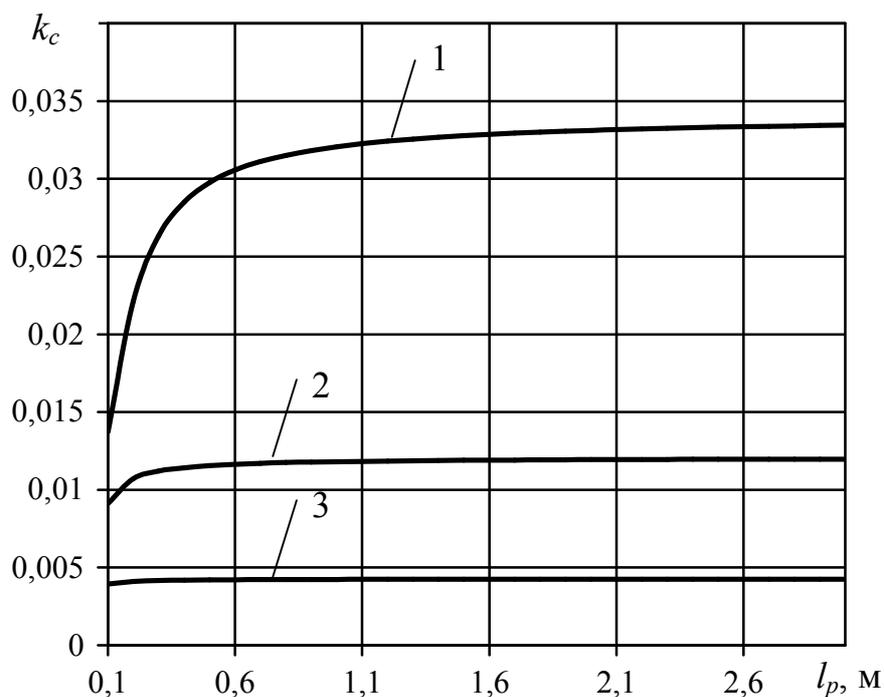
1 – $D_1 = 16,0 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; 2 – $D_1 = 2,0 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; 3 – $D_1 = 0,25 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$

Рис. 4. Графики зависимости коэффициента k_c от натяжения ленты S при различных изгибных жесткостях ленты D_1



1 – $D_1 = 16,0 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; 2 – $D_1 = 2,0 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; 3 – $D_1 = 0,25 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$

Рис. 5. Графики зависимости коэффициента k_c от угла наклона боковых роликов β при различных изгибных жесткостях ленты D_1



1 – $D_1 = 16,0 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; 2 – $D_1 = 2,0 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; 3 – $D_1 = 0,25 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$

Рис. 6. Графики зависимости коэффициента k_c от расстояния между роlikоопорами l_p при различных изгибных жесткостях ленты D_1

Кроме того, коэффициент сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера, обусловленный деформацией груза, при угле наклона боковых роликков $\beta = 30^\circ$ равен $k_c \approx 0,032$, что примерно в два раза меньше общего коэффициента сопротивления движению ленты по роlikоопорам конвейера [7].

Отсюда следует, что для ленточных конвейеров с лентой глубокой желобчатости при $\beta \geq 30^\circ$ основной составляющей силы сопротивления движению ленты по роlikоопорам конвейера является сила сопротивления от деформации груза.

Выводы.

1. Сила сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера, обусловленная деформацией груза, возникает в результате скачка изгибного момента, приложенного к ленте в точках контакта ленты с роликками роlikоопор конвейера. Это является следствием неравномерности распределенных боковых нагрузок, приложенных к бортам ленты вдоль конвейера, вызванных активными и пассивными силами бокового распора сыпучего груза, находящегося на ленте конвейера.

2. Основной составляющей силы сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера с лентой глубокой желобчатости является сила, обусловленная деформацией груза.

3. С увеличением натяжения ленты конвейера, угла наклона боковых роликков и изгибной жесткости ленты сила сопротивления движению ленты по ро-

ликоопорам, обусловленная деформацией груза, увеличивается, а при изменении расстояния между роlikоопорами практически не изменяется.

Список литературы

1. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
2. Определение коэффициента сопротивления движению ленты по роlikоопорам мощного конвейера / Р. В. Кирия, В. Ю. Максютенко, Т. Ф. Мищенко, Н. Г. Ларионов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2010. – Вып. 86. – С. 248–254.
3. Кирия Р. В. Определение коэффициента сопротивления движению ленты по роlikоопорам конвейера, обусловленного изгибом ленты / Р. В. Кирия, В. Ю. Максютенко, Т. Ф. Мищенко // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАНУ. – Днепропетровск, 2012 – Вып. 106. – С. 140–146.
4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
5. Тимошенко С. П. Пластины и оболочки / С. П. Тимошенко, С. Войковский–Кригер. – М.: Физ.-мат. литература, 1963. – 635 с.
6. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1964. – 251 с.
7. Акимов Б. Г. Экспериментальные исследования некоторых составляющих сопротивления перемещению ленты конвейера по роlikоопорам / Б. Г. Акимов, И. С. Петухов // Прочность и долговечность горных машин. – М.: Недра, 1975. – Вып. 3. – С. 120–128.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Ширінім Л.Н.
Надійшла до редакції 28.02.2014*

УДК 622.272

© А.Б. Владыко

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Выполнен анализ и разработан алгоритм имитационной модели оптимизации применения проходческого оборудования с помощью программных пакетов Matlab и Simulink. Установлены зависимости времени работы, коэффициента готовности и трудоемкости от технологических параметров для двух вариантов проходческих комплексов.

Виконано аналіз та розроблено алгоритм імітаційної моделі оптимізації застосування прохідницького обладнання за допомогою програмних пакетів Matlab та Simulink. Встановлено залежності часу роботи, коефіцієнта готовності і трудомісткості від технологічних параметрів для двох варіантів прохідницьких комплексів.

Evaluated the results of the introduction of technological solutions of the deposit of uranium The analysis of the algorithm and simulation optimization model of tunneling equipment with the help of software packages Matlab and Simulink. The dependences of the time, and labor availability factor of the process parameters for the two options tunnel complexes.

Одним из основных экспортных товаров Украины является железорудное сырье, металл или изделия из него. Уровень экспорта металла зависит от эффективности работы горнодобывающего комплекса Украины. Поэтому приоритет-