

УДК 622.647.2

Р. В. Кирия, канд. техн. наук

О СОПРОТИВЛЕНИИ ДВИЖЕНИЮ ВЯЗКОУПРУГОЙ НАГРУЖЕННОЙ ЛЕНТЫ ПО РОЛИКООПОРАМ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

На основе принципа Вольтера определены коэффициенты сопротивления составляющих силы сопротивления движению тяжелой вязкоупругой ленты по роликам ленточного конвейера. Установлено, что для больших натяжений ленты основной составляющей силы сопротивления её движению по роликам ленточного конвейера является сила сопротивления от сжатия ленты, а при небольших натяжениях ленты основной составляющей силы сопротивления её движению является сила сопротивления от изгиба ленты.

Ключевые слова: сопротивление, вязкоупругая лента, роликоопоры, ленточный конвейер.

Введение. Вопросами определения сопротивления движению ленты с грузом по роликоопорам ленточного конвейера занимались многие исследователи. При этом выделяются три основные составляющие силы сопротивления движению ленты и груза по роликоопорам. Это силы сопротивления от вращения роликов, от сжатия ленты при качении роликов по ленте конвейера, от изгиба ленты и деформации груза. При этом, как полагают авторы работ [6, 8, 10], составляющая силы сопротивления от изгиба ленты и деформации груза наиболее существенна и составляет 40–70% от общей силы сопротивления. В то же время в работе [3] основной составляющей силы сопротивления движению ленты по роликоопорам является сопротивление от сжатия ленты при качении роликов по ленте.

Согласно работе [2], составляющие силы сопротивления от вращения роликов роликоопор конвейера (в подшипниках роликов) и деформации груза для ленты малой желобчатости (углы наклона бортов ленты меньше 30°) на порядок меньше, чем составляющие сопротивления от сжатия и изгиба ленты.

Целью статьи является исследование составляющих сил сопротивления движению ленты конвейера по роликоопорам от сжатия ленты при качении ролика по ленте и от изгиба ленты.

Изложение основного материала. В работе [2] показано, что если натяжение ленты $S_l \geq S_{\min}$, где

$$S_{\min} = \frac{q^2 r^2 l_p^2}{16D_1} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{16D_1}{qrl_p^2}} \right), \quad (1)$$

то лента касается роликов в одной верхней точке, т. е. угол обхвата лентой роликов $\alpha = 0$.

В формуле (1): q – распределенная нагрузка, равная сумме погонных весов ленты и груза, $H/м$; r – радиус ролика, $м$; l_p – расстояние между роликами, $м$; $D_1 = bD$ – изгибная жесткость ленты, $H \cdot м^2$; b – ширина ленты (пластины), $м$; D – цилиндрическая жесткость ленты, $H \cdot м$.

Для ленточных конвейеров, эксплуатируемых в промышленности, условие $S_{л} \geq S_{\min}$ всегда выполняется. Поэтому, в дальнейшем, будем предполагать, что лента касается роликов в одной точке (контакт первого рода).

Рассмотрим составляющую силы сопротивления от вдавливания ролика в ленту.

Согласно [2], при $S_{л} > 10 m$ сила сопротивления движению ленты с грузом по роликоопорам в основном обусловлена гистерезисными потерями механической энергии от сжатия ленты при качении роликов по ленте конвейера. При этом коэффициент сопротивления при движении ленты по роликам ленточного конвейера зависит от погонной нагрузки, скорости ленты и не зависит от натяжения ленты конвейера.

В этой задаче предполагалось, что лента конвейера представляет собой вязкоупругий слой толщиной h , моделируемый системой параллельно сжатых и невзаимодействующих элементов – тел Кельвина. При этом потерями механической энергии от изгиба ленты и деформации груза пренебрегали.

В результате задача свелась к задаче качения твердого цилиндра радиуса r по вязкоупругому слою толщиной h , лежащему на плоской твердой поверхности (рис. 1).

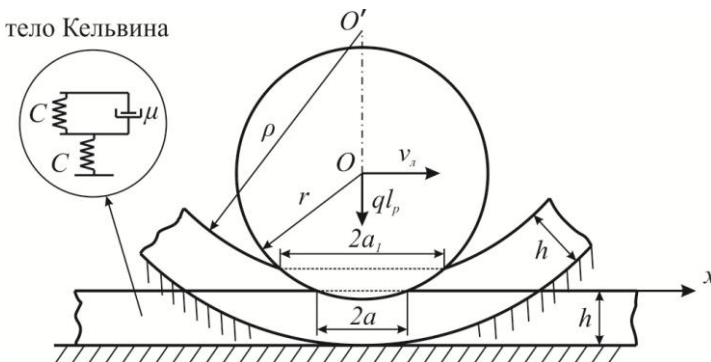


Рис. 1 – Расчетная схема движения ролика по вязкоупругому слою

В этом случае, согласно работе [1], коэффициент сопротивления качению твердого цилиндра по вязкоупругому слою, лежащему на твердом плоском основании, т. е. отношение силы сопротивления к силе нормального давления при качении цилиндра, определяется так

$$k = \frac{a}{r} \frac{\Phi_p(z, \zeta)}{\Phi_M(z, \zeta)}, \quad (2)$$

где a – половина длины площадки контакта ролика с лентой (m), определяемая по формуле

$$a = \left(\frac{3}{2} \frac{ql_p r}{b} \frac{h}{K_1} \right)^{1/3}; \quad (3)$$

$\Phi_p(z, \zeta)$, $\Phi_M(z, \zeta)$ – некоторые функции; ζ – число Дебора

$$\zeta = v_L T_1 / a; \quad (4)$$

T_1 – время релаксации при сжатии ленты (c)

$$T_1 = \frac{\mu_1 \beta_1}{(1 + \beta_1) K_1}; \quad (5)$$

β_1 – константа релаксации тела Кельвина при сжатии ленты; K_1 – длительный модуль упругости ленты на сжатие, H/m ; μ_1 – коэффициент вязкости при сжатии ленты, $H \cdot c / m^2$.

Параметр z находится из уравнения

$$\frac{1}{2}(1 - z^2) - \beta \zeta (1 + z) + \beta \zeta (1 + \zeta) (1 - \exp(-(1 + z) / \zeta)) = 0. \quad (6)$$

Однако лента конвейера под действием груза искривляется на ролике (рис. 1). Согласно [2], радиус ее кривизны ρ определяется по формуле

$$\rho = \frac{S_L \cdot thu}{q(u - thu)}, \quad (7)$$

где $u = \frac{l_p}{2} \sqrt{\frac{S_L}{D_1}}$.

Тогда половина длины площадки контакта a_1 при взаимодействии ленты и ролика равна

$$a_1 = \left(\frac{3}{2} \frac{ql_p r_1}{b} \frac{h}{K_1} \right)^{1/3}, \quad (8)$$

где

$$r_1 = \frac{r\rho}{\rho - r}. \quad (9)$$

Подставляя в формулу (2) вместо a и r значения a_1 и r_1 (формулы (8) и (9)), получим коэффициент сопротивления движению ленты по ролику от вдавливания его в ленту

$$k_1 = \frac{a_1}{r_1} \frac{\Phi_{1p}}{\Phi_{1m}}, \quad (10)$$

где

$$\begin{aligned} \Phi_{1p} &= \frac{1}{2} \left(\frac{2}{3} + z_1 - \frac{z_1^3}{2} \right) - \frac{1}{2} \beta \varsigma_1 (1 + z_1)^2 + \\ &+ \beta \varsigma_1 (1 + \varsigma_1) [(1 + z_1) - \varsigma_1 (1 - \exp(-(1 + z_1)/\varsigma_1))]; \\ \Phi_{1m} &= \frac{1}{8} (1 - z_1^2) + \frac{1}{6} \beta \varsigma_1 (2z_1^3 + 3z_1^2 - 1) - \beta \varsigma_1 (1 + \varsigma_1) \times \\ &\times \left[\frac{1}{2} (z_1^2 - 1) + \varsigma_1 (1 + z_1 \exp(-(1 + z_1)/\varsigma_1)) - \varsigma_1^2 (1 - \exp(-(1 + z_1)/\varsigma_1)) \right]; \\ \varsigma_1 &= \frac{v_L T_1}{a_1}. \end{aligned}$$

При этом z_1 определяется уравнением

$$\frac{1}{2} (1 - z_1^2) - \beta \varsigma_1 (1 + z_1) + \beta_1 \varsigma_1 (1 + \varsigma_1) (1 - \exp(-(1 + z_1)/\varsigma_1)) = 0. \quad (11)$$

Следовательно, при больших натяжениях ленты конвейера ($S_L > 10m$) сила сопротивления движению ленты по роликоопорам в основном обусловлена гистерезисными потерями при вдавливании ролика в ленту и зависит от натяжения и скорости ленты, погонной нагрузки, расстояния между роликоопорами, радиуса ролика, толщины и физико-механических свойств ленты (модуля упругости, изгибной жесткости, коэффициента вязкости и времени релаксации).

С учетом аппроксимации коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам от вдавливания ролика в ленту окончательно примет вид

$$k_1 = 0,135 \left(\frac{ql_p}{br_1^2} \frac{h}{K_1} \right)^{1/3} \varphi_1(v_L), \quad (12)$$

где $\varphi_1(v_n) = \begin{cases} v_n / v_{1k}, & \text{если } v_n \leq v_{1k}; \\ v_{1k} / v_n, & \text{если } v_n > v_{1k}; \end{cases}$ $v_{1k} = \frac{a_1}{T_1}$ – критическая скорость

движения ленты по роликоопоре, при которой коэффициент сопротивления k_1 принимает максимальное значение.

В случае небольших натяжений ленты $S_n < 10m$ сила сопротивления движению ленты с грузом по роликоопорам ленточного конвейера, в основном, обусловлена гистерезисными потерями от изгиба ленты.

Для ее определения рассмотрим задачу о взаимодействии ленты с роликоопорами ленточного конвейера, расположенными на одинаковом расстоянии друг от друга.

При этом лента представляет собой тяжелую вязкоупругую цилиндрическую пластину, растянутую силой натяжения S_n и подверженную изгибной деформации под действием погонной нагрузки и веса ленты q .

Вначале определим изгибный момент M в каждой точке вязкоупругой цилиндрической пластины, движущейся со скоростью v_n по роликам, расположенным на расстоянии l_p друг от друга (рис. 2).

Согласно принципу Вольтера [1, 4], для решения задачи наследственной теории упругости сначала нужно найти решение задачи обычной теории упругости и в окончательном результате заменить упругие постоянные функциями ползучести или релаксации, т.е. функциями, определяющими напряженное и деформационное состояние твердого тела, отвечающими единичной ступеньке напряжения или деформации, соответственно.

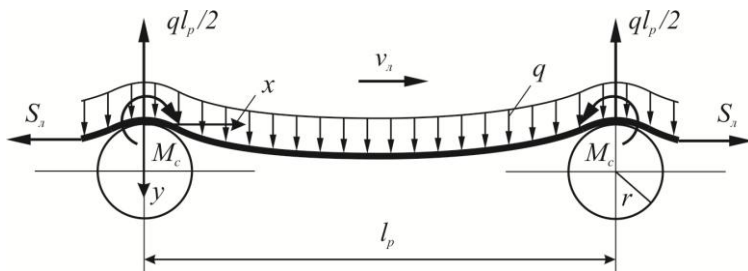


Рис. 2 – Расчетная схема определения силы сопротивления движению ленты с грузом по роликам от её изгиба

В случае изгиба вязкоупругой пластины нормальные продольные напряжения для каждого нормального сечения x пластины (рис. 2), согласно [4], определяются по формуле

$$\sigma_x(t) = \int_0^t \Psi(t-t') \frac{\partial \varepsilon_x(t')}{\partial t'} dt', \quad (13)$$

где $\sigma_x(t)$, $\varepsilon_x(t)$ – продольные напряжения и деформации в каждой точке нормального сечения вязкоупругой пластины в момент времени t ; $\psi(t)$ – функция релаксации для вязкоупругого тела.

Время релаксации для тела Кельвина

$$T_2 = \frac{\mu_2 \beta_2}{(1 + \beta_2)^2 K_2}, \quad (14)$$

где μ_2 – коэффициент вязкости при растяжении ленты, $H \cdot c/m^2$; K_2 – длительный модуль упругости при растяжении ленты, H/m ; β_2 – константа тела Кельвина при растяжении ленты.

Функция релаксации $\psi(t)$ для тела Кельвина, согласно [5],

$$\psi(t) = K_2(1 + \beta_2 e^{-t/T_2}), \quad (15)$$

где T_2 – время релаксации при растяжении ленты, c .

Изгибающий момент в каждой точке сечения вязкоупругой пластины в момент времени t , согласно теории изгиба [7],

$$M(t) = b \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x(t) z' dz', \quad (16)$$

где h – толщина пластины (ленты), m ; z' – вертикальная координата точки сечения пластины, m .

Подставляя (13) в (16), получим

$$M(t) = b \int_{-h/2}^{h/2} z' dz' \int_0^t \psi(t-t') \frac{\partial \varepsilon_x(t')}{\partial t'} dt'. \quad (17)$$

При установившемся движении пластины по роликам со скоростью v_L имеют место соотношения $x = v_L t$ и $x' = v_L t'$. Производная от продольной деформации ε_x по времени t с учетом последнего соотношения примет вид:

$$\frac{\partial \varepsilon_x}{\partial t'} = \frac{d\varepsilon_x}{dx'} \cdot \frac{dx'}{dt'} = v_L \frac{d\varepsilon_x}{dx'}. \quad (18)$$

Согласно [7], для цилиндрической пластины связь между деформацией и прогибом определяется по формуле

$$\varepsilon_x = -z' \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (19)$$

где y – прогиб пластины между роликами, m .

Подставляя (19) в (18), а затем в (17) с учетом (15), переходя в интеграле от переменных t и t' к переменным x и x' , после интегрирования получим

$$M(x) = -\frac{bh^3}{12} \int_0^x K_2 \left[1 + \beta_2 e^{\frac{-(x-x')}{v_d T_2}} \right] \frac{d^3 y}{dx'^3} dx'. \quad (20)$$

Согласно [7], прогиб упругой пластины длиной l_p , защемленной на концах, растянутой силой натяжения S_n и нагруженной вертикально распределенной нагрузкой q , определяется формулой

$$y = \frac{ql_p^4}{16u^3 D_1} \left\{ \frac{\text{ch} \left[u \left(1 - 2x/l_p \right) \right]}{\text{chu}} - 1 \right\} + \frac{ql_p^2 (l_p - x)x}{8u^2 D_1}, \quad (21)$$

где $u = \frac{l_p}{2} \sqrt{\frac{S_n}{D_1}}$.

Подставляя (21) в (20), после интегрирования получим

$$M(x) = M_{yn}(x) + M_{вяз}(x), \quad (22)$$

где

$$M_{yn}(x) = -\frac{bh^3}{48} \cdot \frac{ql_p^2}{D_1} \cdot \frac{K_2}{shu} \cdot \frac{\text{ch} \left[u \left(1 - 2x/l_p \right) \right]}{u} + \frac{bh^3}{12} \cdot \frac{qK_2}{S};$$

$$M_{вяз}(x) = -\frac{bh^3}{48} \cdot \frac{ql_p^2}{D_1} \cdot \frac{K_2 \beta_2}{shu} \left\{ \frac{e^{(u-x)/(v_d T_2)}}{-u + l_p / (2v_d T_2)} \cdot \left[e^{(l_p / (2v_d T_2) - u) 2x/l_p} - 1 \right] - \right.$$

$$\left. - \frac{e^{-(u+x)/(v_d T_2)}}{u + l_p / (2v_d T_2)} \cdot \left[e^{(l_p / (2v_d T_2) + u) 2x/l_p} - 1 \right] \right\}.$$

Здесь $M_{yn}(x)$, $M_{вяз}(x)$ – моменты, соответствующие упругой и вязкой составляющим изгибной деформации пластины в точке x .

Момент сопротивления движению вязкоупругой пластины по роликам в нашем случае равняется разности моментов в точке касания пластины с роликом со стороны набегания и со стороны сбегания пластины с роликов

$$M_c = M(l_p) - M(0). \quad (23)$$

Подставляя в формулу (22) $x = 0$ и $x = l_p$, из (23) получим

$$M_c = \frac{bh^3}{48} \cdot \frac{ql_p^2}{D_1} \cdot \frac{K_2\beta_2}{shu} \left[\frac{e^u - e^{-(u+1/\zeta_2)}}{u+1/(2\zeta_2)} + \frac{e^{-u} - e^{(u-1/\zeta_2)}}{u-1/(2\zeta_2)} \right], \quad (24)$$

где $\zeta_2 = v_l T_2 / l_p$ – число Дебора при изгибе ленты [6].

Силу сопротивления движению ленты по роликам определим по формуле

$$F_c = M_c / r. \quad (25)$$

Подставляя (24) в (25), получим

$$F_c = \frac{bh^3}{48} \cdot \frac{ql_p^2}{rD_1} \cdot \frac{K_2\beta_2}{shu} \left[\frac{e^u - e^{-(u+1/\zeta_2)}}{u+1/(2\zeta_2)} + \frac{e^{-u} - e^{(u-1/\zeta_2)}}{u-1/(2\zeta_2)} \right]. \quad (26)$$

Коэффициент сопротивления движению конвейерной ленты по роликам в нашем случае равен

$$k_2 = F_c / (ql_p). \quad (27)$$

Подставляя (26) в (27), окончательно получим коэффициент сопротивления движению ленты по роликам в виде

$$k_2 = \frac{bh^3}{48} \cdot \frac{l_p}{rD_1} \cdot \frac{K_2\beta_2}{shu} \left[\frac{e^u - e^{-(u+1/\zeta_2)}}{u+1/(2\zeta_2)} + \frac{e^{-u} - e^{(u-1/\zeta_2)}}{u-1/(2\zeta_2)} \right]. \quad (28)$$

Согласно [7], изгибная жесткость цилиндрической пластины определяется по формуле

$$D_1 = \frac{bE_p h^3}{12(1-\nu^2)}, \quad (29)$$

где E_p – модуль упругости ленты при растяжении, H/M^2 ; ν – коэффициент Пуассона.

Подставляя (29) в (28), после преобразования получим

$$k_2 = \frac{(1-\nu^2)}{4} \cdot \frac{l_p}{r} \cdot \frac{K_2\beta_2}{E_p shu} \left[\frac{e^u - e^{-(u+1/\zeta_2)}}{u+1/(2\zeta_2)} + \frac{e^{-u} - e^{(u-1/\zeta_2)}}{u-1/(2\zeta_2)} \right]. \quad (30)$$

В формуле (30) K_2 определяется упругими свойствами ленты. Согласно теории изгиба цилиндрической упругой пластины [7], K_2 равен

$$K_2 = \frac{E_p}{1 - v^2}. \quad (31)$$

Подставляя (31) в (30), после преобразования получим коэффициент сопротивления движению ленты с грузом по роликам в виде

$$k_2 = \frac{l_p \cdot \beta_2}{4r \cdot shu} \left[\frac{e^u - e^{-(u+1/\zeta_2)}}{u+1/(2\zeta_2)} + \frac{e^{-u} - e^{(u-1/\zeta_2)}}{u-1/(2\zeta_2)} \right]. \quad (32)$$

Из формулы (32) следует, что коэффициент сопротивления движению ленты с грузом по роликоопорам ленточного конвейера, обусловленный изгибом ленты, зависит от натяжения S_n и скорости ленты v_n , расстояния между роликоопорами l_p , радиуса ролика r , изгибной жесткости ленты D_1 (или толщины ленты h , коэффициента Пуассона ν , ширины ленты b), вязкоупругих свойств ленты и груза E_p , β_2 и μ_2 (или времени релаксации T_2) и не зависит от погонной нагрузки q конвейера.

На рис. 3 показана зависимость коэффициента сопротивления движению ленты с грузом k_1 по роликоопорам ленточного конвейера от натяжения ленты S_n при различных значениях изгибной жесткости ленты $D_1 = 16; 2; 0,2 \text{ H}\cdot\text{м}^2$ ($h = 0,02; 0,01; 0,005$). При этом параметры конвейера, роликоопор и ленты принимали значения: $v_n = 1 \text{ м/с}$; $l_p = 1 \text{ м}$; $r = 0,06 \text{ м}$; $b = 0,6 \text{ м}$; $q = 3000 \text{ Н/м}$; $K_1 = 3 \cdot 10^7 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; $\mu_1 = 12 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$ ($T_1 = 0,01 \text{ с}$); $\beta_1 = 1$.

Из графиков (рис. 3) следует, что с увеличением натяжения ленты S_n коэффициент сопротивления k_1 вначале быстро увеличивается, а затем принимает практически постоянное значение $k_1 = 0,006; 0,004; 0,002$ соответственно при $D_1 = 16; 2; 0,2 \text{ H}\cdot\text{м}^2$.

Из этих графиков также видно, что при $S_n = 20000 \text{ Н}$ коэффициент k_1 принимает значения $0,005; 0,003$ и 0 при $D_1 = 16; 2; 0,2 \text{ H}\cdot\text{м}^2$ соответственно. Кроме того, с уменьшением изгибной жесткости ленты D_1 коэффициент сопротивления k_1 уменьшается и при $D_1 = 0$ $k_1 = 0$.

На рис. 4 показаны графики зависимости сопротивления k_1 от скорости ленты конвейера v_n при различных значениях времени релаксации $T_1 = 0,01; 0,02 \text{ с}$ ($\mu_1 = 12 \cdot 10^5; 24 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$). При этом параметры конвейера, роликоопор, ленты и груза принимали значения $S_n = 20000 \text{ Н}$;

$l_p = 1 м; r = 0,06 м; b = 0,6 м; q = 3000 Н/м; K_1 = 3 \cdot 10^7 Н/м^2; \beta_1 = 1;$
 $D_1 = 16 Н \cdot м^2 (h = 0,02 м).$

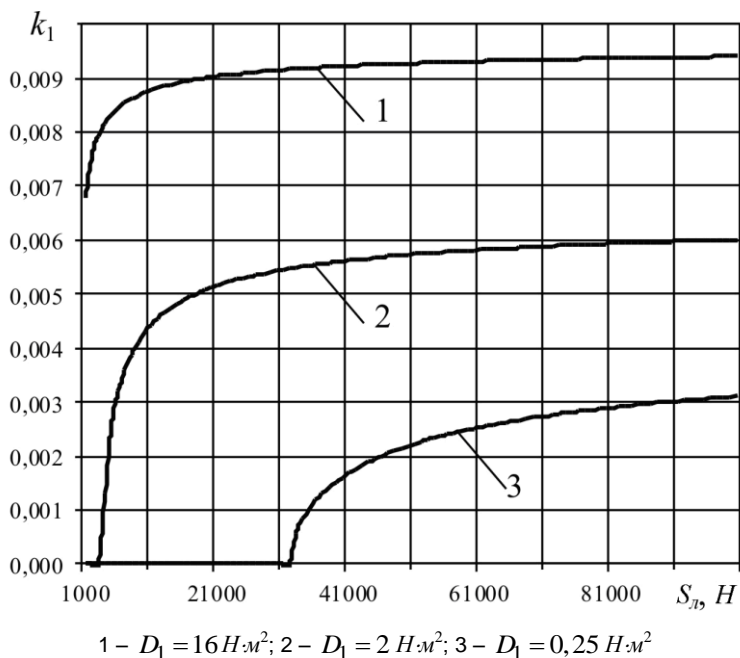
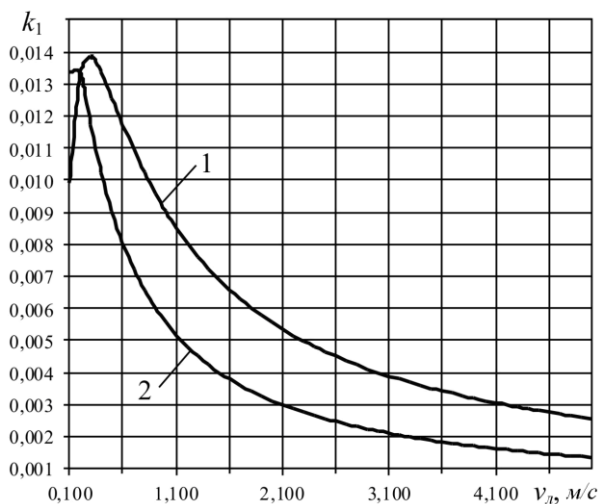


Рис. 3 – Графики зависимости коэффициента сопротивления k_1 от натяжения ленты $S_{л}$ при различных её жесткостях D_1

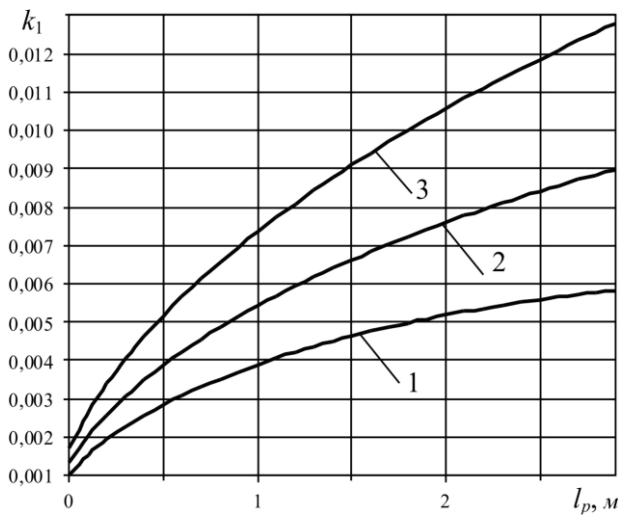
Из графиков видно, что с увеличением скорости ленты конвейера $v_{л}$ коэффициент сопротивления k_1 вначале увеличивается, а затем, после достижения максимального значения при $v_{л} \approx 0,5-0,6 м/с$, уменьшается практически до нуля. При этом, с увеличением времени релаксации T_1 (вязкости μ_1) коэффициент k_1 уменьшается.

На рис. 5 показаны графики зависимости сопротивления k_1 от расстояния между роlikоопорами l_p при различных радиусах ролика $r = 0,12; 0,06; 0,03 м$. При этом параметры конвейера, роlikоопор, ленты и груза принимали значения $S_{л} = 20000 Н; v_{л} = 1 м/с; b = 0,6 м; q = 3000 Н/м; K_1 = 3 \cdot 10^7 Н/м^2; \mu_1 = 12 \cdot 10^5 Н \cdot с/м^2; T_1 = 0,01 с; \beta_1 = 1; D_1 = 16 Н \cdot м^2 (h = 0,02 м).$



1 – $T_1 = 0,01 \text{ c}$; 2 – $T_1 = 0,02 \text{ c}$

Рис. 4 – Графики зависимости коэффициента сопротивления k_1 от скорости ленты $v_{л}$ при различных значениях времени её релаксации T_1



1 – $r = 0,12 \text{ м}$; 2 – $r = 0,06 \text{ м}$; 3 – $r = 0,03 \text{ м}$

Рис. 5 – Графики зависимости коэффициента сопротивления k_1 от расстояния между роlikоопорами l_p при различных радиусах ролика r

Из графиков видно, что с увеличением расстояния между роlikоопорами коэффициент сопротивления k_1 движению от вдавливания ролика в ленту с увеличением расстояния между роlikоопорами l_p увеличивается практически линейно, что подтверждается экспериментально [10]. Кроме того, с увеличением радиуса ролика r коэффициент k_1 также увеличивается, и при $l_p = 1 м$ для $r = 0,12; 0,06; 0,03 м$ принимает значения $k_1 = 0,005; 0,003; 0,004$ соответственно.

Ниже показаны графики зависимости коэффициента сопротивления от изгиба ленты k_2 , натяжения ленты S_l при различных её жесткостях $D_1 = 16; 2; 0,25 H·м^2$ (рис. 6); от скорости ленты v_l при различных значениях вязкости при её изгибе $\mu_2 = 16 \cdot 10^5; 32 \cdot 10^5; 48 \cdot 10^5 H·с/м^2$, соответствующих значениям времени релаксации при изгибе ленты $T_2 = 0,01; 0,02; 0,03 с$ (рис. 7); от расстояния между роlikоопорами l_p при её различных натяжениях $S_l = 10; 20; 30 кН$ (рис. 8).

При этом параметры конвейера, роlikоопор, ленты и груза принимали следующие значения: для графиков на рис. 6 $v_l = 2 м/с; l_p = 1 м; r = 0,06 м; b = 0,6 м; E_p = 3 \cdot 10^7 H/м^2; v = 0,5; \mu_2 = 16 \cdot 10^5 H·с/м^2$ ($T_2 = 0,01 с$); $\beta_2 = 0,5$; для графиков на рис. 7 параметры те же, что и на рис. 6, кроме μ_2 или T_2 и $D_1 = 16 H·м^2$; для графиков на рис. 8 параметры те же, что и на рис. 6, кроме S_l и $D_1 = 16 H·м^2$.

Точками на рис. 6–8 показаны результаты экспериментальных исследований, приведенных в работе [7].

Из рис. 6 следует, что с увеличением натяжения ленты S_l коэффициент сопротивления k_2 уменьшается. При этом с уменьшением жесткости ленты D_1 коэффициент сопротивления k_2 также уменьшается.

Из рис. 7 следует, что с увеличением скорости ленты конвейера v_l коэффициент сопротивления k_2 увеличивается и, как показали расчеты, при некотором значении $v_l = v_{l\max}$ коэффициент k_2 достигает максимального значения, а затем с увеличением v_l стремится к нулю. При этом с увеличением времени релаксации T_2 (или вязкости μ_2) значение $v_{l\max}$ увеличивается, а максимальное значение коэффициента сопротивления k_2 не изменяется. То есть точка максимума на графиках рис. 7 с увеличением T_2 смещается вправо.

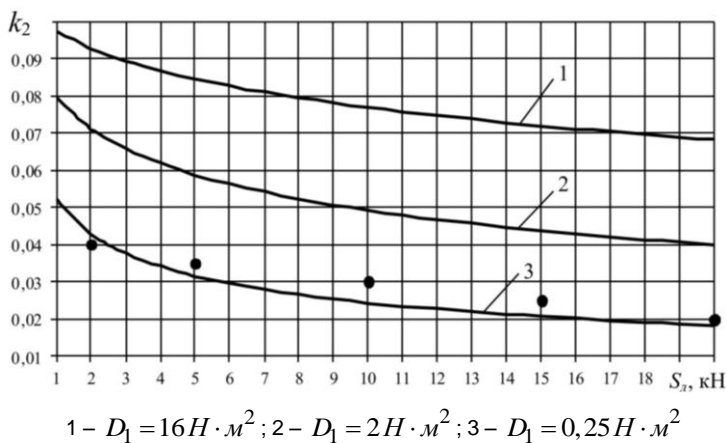


Рис. 6 – Графики зависимости коэффициента сопротивления k_2 от натяжения ленты S_l при различных её жесткостях D_1

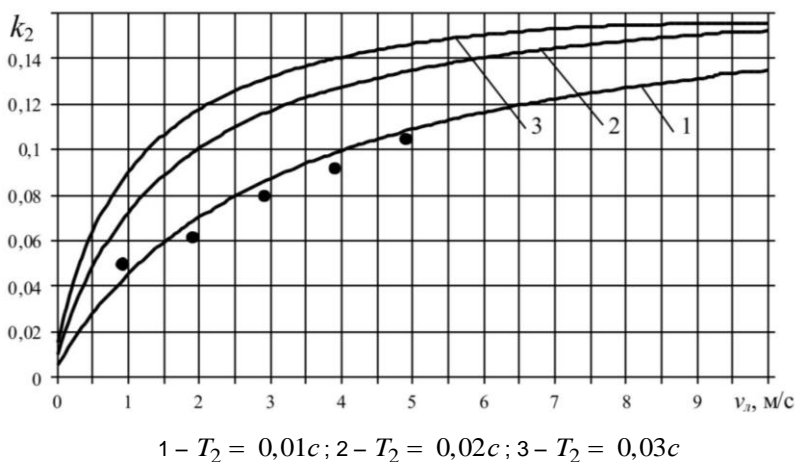


Рис. 7 – Графики зависимости коэффициента сопротивления k_2 от скорости ленты v_l при различных значениях времени её релаксации T_2

Из рис. 8 следует, что с увеличением расстояния между опорами l_p коэффициент сопротивления k_2 быстро увеличивается и при $l_p > 0,1m$ принимает постоянное значение, которое уменьшается с увеличением натяжения ленты S_l .

Кроме того, из этих рисунков видно, что результаты теоретических исследований достаточно хорошо совпадают с экспериментом [9, 10].

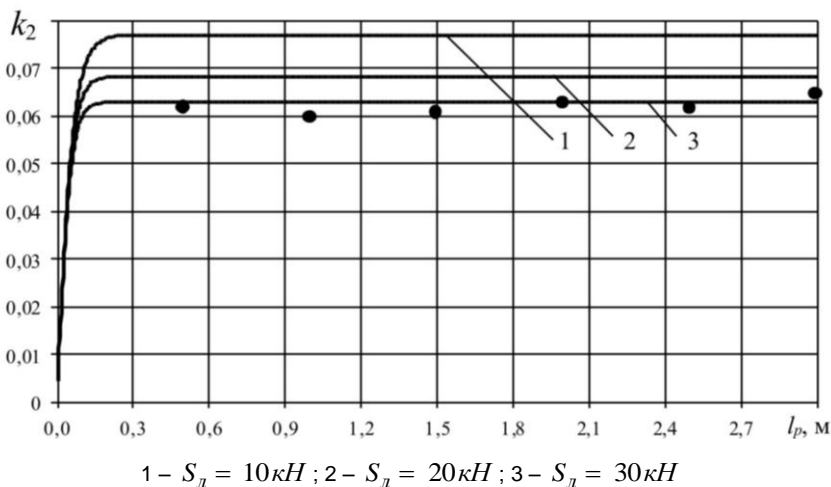


Рис. 8 – Графики зависимости коэффициента сопротивления k_2 от расстояния между роlikоопорами l_p при различных натяжениях ленты S_l

Выводы. При больших натяжениях ленты ($S_l > 10 \text{ м}$) основными составляющими сопротивления её движению по роlikам ленточного конвейера является сила сопротивления движению ленты от её сжатия роlikом при его качении по ленте конвейера и сила сопротивления от вращения ролика (сила сопротивления в подшипниках роликов).

При этом коэффициент сопротивления движению ленты по роlikоопорам от вдавливания роликов в ленту зависит от скорости ленты, радиуса ролика и расстояния между роlikоопорами, вязкости и изгибной жесткости ленты и мало зависит от её натяжения. С увеличением изгибной жесткости ленты коэффициент сопротивления от вдавливания ролика в ленту k_1 увеличивается, а с увеличением радиуса ролика – уменьшается.

Кроме того, с увеличением скорости ленты конвейера коэффициент сопротивления k_1 вначале резко увеличивается, а затем, после достижения максимального значения, уменьшается практически до нуля. С увеличением времени релаксации T_1 коэффициент k_1 уменьшается.

При небольших натяжениях ленты ($S_l < 10 \text{ м}$) основной составляющей силы сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера является сила сопротивления от её изгиба.

При этом коэффициент сопротивления движению ленты с грузом по роlikоопорам ленточного конвейера k_2 , обусловленный изгибом ленты, с увеличением её натяжения уменьшается, а с увеличением скорости и вязкости (времени релаксации) ленты – увеличивается. Кроме

того, коэффициент сопротивления от изгиба ленты не зависит от погонной нагрузки и мало зависит от расстояния между роликооперами.

Полученные результаты теоретических исследований достаточно хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
2. **Кирия Р. В.** Определение коэффициента сопротивления движению ленты по роликооперам мощного конвейера / Р. В. Кирия, В. Ю. Максютенко, Т. Ф. Мищенко, Н. Г. Ларионов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАНУ. – Д.: ИГТМ НАНУ. – 2010. – Вып. 86. – С. 248–254.
3. **Лаухофф Ханс.** Действительно ли регулирование скорости ленточных конвейеров способствует экономии энергии / Ханс Лаухофф // Глюкауф. – 2006. – № 1. – С. 9–16.
4. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
5. **Работнов Ю. Н.** Элементы наследственной механики твердых тел / Ю. Н. Работнов. – М.: Наука, 1977. – 383 с.
6. **Смирнов В. К.** Сопротивление движению ленты от шевеления материала при проходе роликов / В. К. Смирнов, И. А. Шпакунов // Горнорудные машины и автоматика: сб. науч. тр. – М.: Недра, 1966. – Вып. 2. – С. 228–235.
7. **Тимошенко С. П.** Пластины и оболочки / С. П. Тимошенко, С. Войковский-Кригер. – М.: Физ.-мат. литература, 1963. – 635 с.
8. **Троцило В. С.** Соотношения между составляющими сопротивления движению ленты на роликоопоре / В. С. Троцило, А. Н. Бондаренко // Национального горный университет: сб. науч. тр. – Д., 2002. – № 32. – С. 123–128.
9. **Харченко В. И.** Рационализация геометрических параметров линейных роликоопор ленточных конвейеров общего назначения на стадии их конструирования: дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 / В. И. Харченко. – М., 1994. – 248 с.
10. **Шахмейстер Л. Г.** Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев – М.: Машиностроение, 1987. – 335 с.

Р. В. Кірія, канд. техн. наук

ПРО ОПІР РУХУ В'ЯЗКОПРУЖНОЇ НАВАНТАЖЕНОЇ СТРІЧКИ ПО РОЛИКООПОРАМ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

На основі принципу Вольтера визначено коефіцієнти опору складових сили опору руху важкої в'язкопружної стрічки по роликах стрічкового конвеєра. Встановлено, що для великих натягнень стрічки основною складовою сили опору руху стрічки по роликах стрічкового конвеєра є сила опору від її стиснення, а при невеликих натягненнях стрічки основною складовою сили опору її руху є сила опору від вигину стрічки.

Ключові слова: опір, в'язкопружна стрічка, роликоопори, стрічковий конвеєр.

R. V. Kiriya, Dr. Sci. (Tech.)

ON THE RESISTANCE TO A MOTION OF VISCO-ELASTIC LOADED BELT THROUGH BELT CONVEYOR ROLLERS

The resistance coefficients for visco-elastic loaded belt due to its motion through belt conveyor rollers on Volterra principle are obtained. As a result established that for sufficient force of traction the main resistance component is caused with by belt compression and for non-sufficient force by a belt bending.

Keywords: resistance, visco-elastic belt, rollers, belt conveyor.

The paper is devoted to resistance force investigation of the heavy visco-elastic stretched plate moved upon the belt rollers. In this case there are three basic resistance force components for belt and balk material considered: resistance force from the rotation of the rollers (rollers rotation resistance) (RRR), compression (impression) of the belt in rolling rollers (impression rollers in belt) (IRB), belt bending and balk material deformation (BBMD). However, due to insufficient knowledge of the physics of each of these resistance force components, the question now is not fully resolved.

Some authors believe that BBMD component is the most significant and is 40–70% of the total resistance force. Other authors believe that the main component of the resistance force is IRB, which is 60% of the total resistance force.

As noted in [2], when belt tension value exceed, ten ton total resistance force is mainly caused with IRB hysteresis losses.

To determine the IRB resistant component the problem of a solid cylinder rolling on a curved visco-elastic layer lying on a solid foundation was solved. Elastic layer model systems connected in parallel interacting elements are considered as Kelvin body. The mechanical energy loss from BBMD is neglected.

The problem was solved by the principle of hereditary elasticity Voltaire.

As a result when the belt tension value exceeds ten ton, the IRB resistant coefficient component, i. e. the ratio of the belt compression resistance force to the rock weight between the rollers on the conveyor, is main.

When the belt tension value does not exceed ten ton, loaded belt motion resistance force is mainly caused by visco-elastic losses from belt bending BBMD [2].

To determine the BBMD resistance force component the rolling problem for solid cylinders system on stretched visco-elastic uniformly loaded plate was solved. When bending the belt material also obeys Kelvin. This problem is also solved by the Voltera principle.

As a result the bending moment distribution in visco-elastic belt cross-sections with its movement on the conveyor rolls is obtained. The BBMD resistance component was determined as the ratio of the difference of the bending moments applied to the plate on the left and right of the contact point with the belt roller, the radius one. The BBMD resistance component is determined by the ratio of the bend belt resistance force to the rock weight between rollers.

Obtained formulas analysis showed that when belt tension value exceeds ten ton, the values of the IRB and the RRR resistance components are the main ones. The IRB coefficient component depends on the belt velocity, roller radius and it's space, viscosity and bending belt rigidity and depends insignificantly on the belt tension. The IRB resistance component increases with increasing of the belt rigidity and decreases with increasing of the roller radius. Also, with belt velocity increasing the IRB coefficient resistance component first increases sharply and then, after reaching a maximum value, decreases to almost zero. When this relaxation time increases the IRB coefficient resistance component decreases.

When the belt tension value does not exceed ten ton, the main is the BBMD resistance component. The BBMD resistance component decreases with increasing of the belt tension and the belt velocity and increases with increasing of the belt material viscosity relaxation time. In addition, the BBMD resistance component does not depend on rock feeding and little depends on the roller space. The obtained theoretical results are in good agreement with experimental results.

REFERENCES

1. **Johnson K.** Contact Mechanics / K. Johnson. – New York: Wiley, 1989. – 510 p. (in Russian)
2. **Kiriya R V.** Determination of the coefficient of resistance to movement of tape roller carriage on the bearing rollers of a powerful conveyor / R. V. Kiriya, V. Y. Maxiutenko, T. Mishchenko, N. G. Larionov // Geotechnical Mechanics: Interagency. Sat Nauchn. tr. IGTM NASU. – D. : IGTM NASU. – 2010. – Is. 86. – P. 248–254 (in Russian).
3. **Lauhoff Hans** Is variable speed belt conveyors save energy / Hans Lauhoff // Glukauf. – 2006. – № 1. – P. 9–16 (in Russian).
4. **Malinin N. N.** Applied Theory of Plasticity and Creep / N. N. Malinin. – M. : Mechanical Engineering, 1975. – 400 p. (in Russian)
5. **Rabotnov N.** Elements of hereditary mechanics of solids / N. Rabotnov. – M. : Nauka, 1977. – 383 p. (in Russian)
6. **Smirnov V. K.** Resistance movement tape from wiggling material when passing rollers / V. K. Smirnov, I. A. Shpakunov // Mining machines and equipment: Sat scientific. tr. – M. : Nedra, 1966. – Is. 2. – P. 228–235 (in Russian).
7. **Timoshenko S. P.** Plates and shells / S. P. Timoshenko, S. Voykovsky – Krieger. – M. : Phis.-Math. Literature, 1963. – 635 p. (in Russian)
8. **Troshchiev V. S.** Relations between the components of the resistance movement of the belt on the roller carriages / V. S. Troshchiev, A. N. Bondarenko // National Mining University: Sat scientific. tr. – D., 2002. – № 32. – P. 123–128 (in Russian).
9. **Kharchenko V. I.** Rationalization linear geometrical parameters of roller belt conveyors, general-purpose stage of their construction: dis. ... Cand. tehn. Sciences: 05.05.05 spec / V. I. Kharchenko. – M., 1994. – 248 p. (in Russian)
10. **Shahmeyster L. G.** Theory and calculation of belt conveyors / L. G. Shahmeyster, V. G. Dmitriev. – M. : Engineering, 1987. – 335 p. (in Russian)

*Институт геотехнической механики
НАН Украины, Днепропетровск
Украина*

Поступила в редколлегию 10.11.2013