

Н.В. Сергеева

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА НА ЕГО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЕ

Дана оценка влияния параметров ленточного трубчатого конвейера (ЛТК) на энергоемкость транспортирования. На основании анализа движения трубообразной ленты внутри кольцевых роликоопор выделены три основных составляющих в суммарной силе сопротивления движению: сила сопротивления от вращения роликов, вдавливания роликов в ленту и деформирования груза и ленты. Получены аналитические выражения для каждой составляющей и установлена их зависимость от различных параметров конвейера. Показано, что при изменении длины конвейера доля каждой составляющей в общей силе сопротивления движению изменяется, соответственно изменяется и влияние параметров конвейера на величину сопротивления движению, а следовательно, на энергоемкость транспортирования. Изменяя наиболее значимые для каждого случая параметры конвейера, можно добиться существенного снижения энергоемкости транспортирования ЛТК.

Ключевые слова: конвейер, ленточный трубчатый, сопротивления движению, тяговое усилие, энергопотребление при транспортировании.

**Л**енточные трубчатые конвейеры (ЛТК), обладая целым рядом существенных достоинств, получили довольно широкое распространение при транспортировании насыпных грузов. Одной из важных характеристик транспортного средства в последнее время становится его энергопотребление. Оценим эту величину и рассмотрим как влияют различные параметры трубчатого конвейера на его энергопотребление и как оно может быть снижено.

Энергопотребление транспортирующей машины за время  $T$  определим как

$$\mathcal{E} = NT, \text{ кВтч}, \quad (1)$$

где  $N$  – потребляемая ЛТК мощность при номинальных параметрах и режиме работы, кВт.

Потребляемая мощность определяется по формуле

$$N = \frac{W_o v}{1000\eta}, \text{ кВт}, \quad (2)$$

где  $W_o$  – тяговое усилие привода конвейера, Н;  $v$  – заданная скорость ленты, м/с;  $\eta$  – коэффициент полезного действия привода.

Таким образом,

$$\mathcal{E} = \frac{W_o v}{1000\eta} T, \text{ кВтч},$$

и вводя понятие, удельного энергопотребления, получим

$$\mathcal{E}_{y\partial} = \frac{\mathcal{E}}{T} = \frac{W_o v}{1000\eta} = k_s W_o, \text{ кВт}, \quad (3)$$

где  $k_s$  – коэффициент, равный  $k_s = \frac{v}{1000\eta}$ .

Таким образом, удельное энергопотребление конвейера определяется его тяговым усилием, которое может быть найдено на основании тягового расчета. Тяговый расчет ленточного трубчатого конвейера выполняется известным «методом обхода по контуру» путем последовательного суммирования всех сопротивлений движению как распределенных, так и сосредоточенных. За основу расчета распределенных сил сопротивления движению ленты трубчатого конвейера примем подход, основанный на изучении силы сопротивления на единичной роликоопоре с последующим интегрированием этой силы по длине конвейера [1].

Рассмотрим горизонтальный конвейер с прямолинейной трассой. Сила сопротивления движению на единичной роликоопоре  $U_p$  состоит из трех составляющих: силы сопротивления от вращения роликов –  $U_{вр}$ , силы сопротивления движению от вдавливания роликов в нижнюю обкладку ленты –  $U_{вд}$  и силы сопротивления от деформирования груза и ленты –  $U_{деф}$ , т.е.

$$U_p = U_{вр} + U_{вд} + U_{деф}, \text{ Н}.$$

Для определения силы сопротивления движению от вращения роликов использованы результаты экспериментальных исследований, выполненных Г. Кваасом [1]. Формула для расчета силы сопротивления  $U_{вр}$  на отдельном ролике диаметром  $D_p = 159$  мм имеет вид

$$U_{вр} = (a + bv)\psi'(\theta) + C_p P + C_f F_o, \text{ Н}, \quad (4)$$

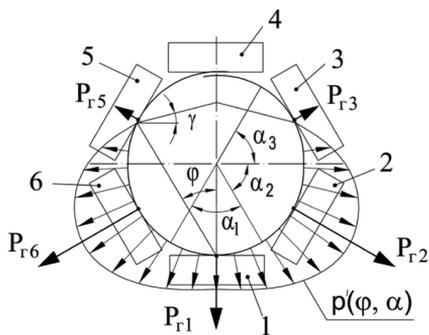


Рис. 1. К расчету сосредоточенных нагрузок на ролики от пассивного давления груза

ит из шести роликов, образующих кольцо. На подшипники роликов действуют нагрузки от давления транспортируемого груза, веса вращающихся частей роликов, веса ленты и ее изгиба на роликоопоре. Нагрузки на каждый ролик от груза определим для случая его пассивного и активного состояний, возникающих в каждом пролете. Давление от груза по поперечному сечению ленты (рис. 1) распределено следующим образом (В.М. Гушин)

$$p'(\varphi, \alpha) = R \cdot \rho \cdot g \int C_i(\alpha) d\alpha, \text{ Па}, \quad (5)$$

где функция

$$C_{nac}(\alpha) = (\cos 2\varphi + \cos \alpha) \cdot \left( \cos^2 \alpha + \frac{\sin^2 \alpha}{m} \right)$$

для пассивного давления и

$$C_{акт}(\alpha) = (\cos 2\varphi + \cos \alpha) \cdot (\cos^2 \alpha + m \cdot \sin^2 \alpha)$$

для активного давления;  $\varphi$  – угол, характеризующий степень заполнения поперечного сечения ленты (рис. 1);  $m$  – коэффициент подвижности груза;  $\alpha$  – текущий угол наклона рассматриваемой площадки к горизонтали;  $\rho$  – насыпная плотность груза,  $\text{кг/м}^3$ ;  $R$  – радиус трубообразной ленты, м.

Каждое давление действует примерно на половине пролета  $l_p$ , поэтому удельные распределенные нагрузки равны

$$p_{nac}(\alpha) = p'_{nac} \frac{l'_p}{2} = \frac{1}{2} R \cdot g \cdot \rho \cdot l'_p \int C_{nac}(\alpha) d\alpha, \quad (6)$$

$$p_{акт}(\alpha) = p'_{акт} \frac{l'_p}{2} = \frac{1}{2} R \cdot g \cdot \rho \cdot l'_p \int C_{акт}(\alpha) d\alpha,$$

где  $P$  и  $F_0$  – радиальная и осевая нагрузки, Н;  $C_p$  и  $C_F$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок:  $C_p = 16 \cdot 10^{-5}$ ,  $C_F = 1,5 \cdot 10^{-5}$ ,  $\psi'(\theta)$  – коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды при вращении роликов;  $a$  и  $b$  – коэффициенты, учитывающие конструктивное исполнение узла уплотнения и количество смазки.

Роликоопора ленточного трубчатого конвейера состоит

Суммарная удельная нагрузка

$$p_{\Sigma}(\alpha) = p_{nac}(\alpha) + p_{акт}(\alpha) = \\ = \frac{1}{2} R \cdot g \cdot \rho \cdot l'_p \int (C_{nac}(\alpha) + C_{акт}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н/м},$$

и эквивалентная сосредоточенная нагрузка, действующая на ролик от груза в пределах угла  $\Delta\alpha$  (или на участке ленты по ее ширине  $\Delta b = R\Delta\alpha$ ), равна (рис. 1):

на первый ролик

$$P_{z1} = 2 \cdot \frac{\pi}{6} R^2 \rho \cdot g \cdot \frac{l'_p}{2} \int_0^{\pi/6} (C_{nac}(\alpha) + C_{акт}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н};$$

на второй и шестой ролики

$$P_{z2} = P_{z6} = \frac{\pi}{3} R^2 \rho \cdot g \cdot \frac{l'_p}{2} \int_{\pi/6}^{\pi/2} (C_{nac}(\alpha) + C_{акт}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н}; \quad (7)$$

на третий и пятый ролики

$$P_{z3} = P_{z5} = \frac{\pi}{3} R^2 \rho \cdot g \cdot \frac{l'_p}{2} \int_{\pi/2}^{5\pi/2} (C_{nac}(\alpha) + C_{акт}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н}.$$

С учетом указанных выше дополнительных сил получим следующие выражения для суммарных сосредоточенных сил  $P_{\Sigma i}$ , действующих на подшипники роликов:

$$P_{\Sigma 1} = P_{z1} + G'_p + P_{узз} + \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p, \text{ Н}; \\ P_{\Sigma 2} = P_{z6} = P_{z2} + \frac{1}{2} G'_p + P_{узз} + \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p \cdot \frac{1}{2}, \text{ Н}; \\ P_{\Sigma 3} = P_{z5} = P_{z3} + \frac{1}{2} G'_p - P_{узз} - \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p \cdot \frac{1}{2}, \text{ Н}; \quad (8) \\ P_{\Sigma 4} = G'_p - P_{узз} + \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p, \text{ Н},$$

где  $B' = B - \Delta$ ,  $\Delta$  – величина нахлеста одного края ленты на другой, мм;  $G'_p$  – вес вращающихся частей роликов, Н;  $q_l$  – погонный вес ленты, Н/м;  $P_{изг}$  – усилие, действующее на ролик при изгибе ленты, Н.

В соответствии с формулой (4) суммарная сила сопротивления движению от вращения шести роликов равна

$$\begin{aligned}
 U_{ep} &= U_{p1} + 2U_{p2,6} + 2U_{p3,5} + U_{p4} = \\
 &= \left[ 6(a + bv) + 1,6 \cdot 10^{-4} \left( \sum_i^{i=6} P_{\Sigma i} \right) \right] \cdot \frac{159}{D_p} \cdot \psi(\theta), \quad (9)
 \end{aligned}$$

где  $P_{\Sigma i}$  – нагрузки, определяемые по выражениям (8);  $\psi(\theta)$  – усредненный температурный коэффициент;  $D_p$  – диаметр роликов, используемых в роlikоопоре, мм.

На рис. 2 показана зависимость коэффициента сопротивления роlikоопоры  $w'_{вр}$  из шести роликов от скорости движения ленты и диаметра роликов.

При определении силы сопротивления движению от вдавливания роликов в нижнюю обкладку ленты  $U_{вд}$  использована формула, полученная К. Джонкерсом для отдельного ролика:

$$U_{вд} = f(\delta_c) \cdot \left( \frac{\Delta_n}{E_n D^2 l_p} \right)^{1/3} \cdot P_{p\Sigma}^{4/3}, \text{ Н}, \quad (10)$$

где  $P_{p\Sigma}$  – суммарная сосредоточенная нагрузка на ролик от груза и ленты, т.е.  $P_{p\Sigma} = P_{\Sigma i} - G'_p$ ;  $f(\delta_c)$  – коэффициент, учитывающий реологические свойства ленты;  $l_p$  – длина по окружности линии контакта ленты с роликом, м;  $E_n$  и  $\Delta_n$  – модуль упругости (Па) и толщина нижней обкладки ленты (м);  $D$  – некоторая условная кривизна, равная

$$\frac{1}{D} = \frac{1}{D_p} - \frac{1}{2R_l}, \text{ м}^{-1} \quad (11)$$

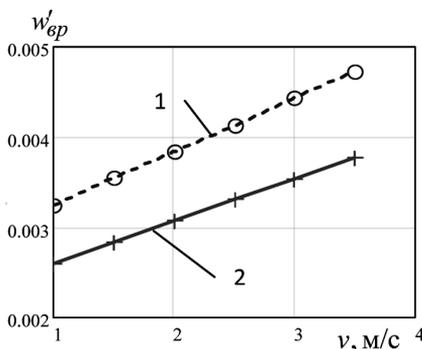


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления движению от вращения роликов  $w'_{вр}$  от скорости: 1 –  $D_{p1} = 127$  мм, 2 –  $D_{p1} = 159$  мм

где  $D_p$  – диаметр ролика, м,  $R_l$  – радиус кривизны ленты вблизи ролика, м.

Выполненные замеры радиусов кривизны при варьировании параметров ЛТК для лент шириной  $B = 800, 1000$  и  $1200$  мм показали, что из-за большой цилиндрической жесткости ленты их значения колеблются в пределах от  $1,05$  м до  $2,2$  м. В этом случае для приведенного диаметра  $D$ , равного на основании выражения (11)

$$D = D_p \cdot \frac{2R_l}{2R_l - D_p}, \text{ м, (12)}$$

получены значения  $D = (1,05 \div \div 1,1)D_p$ ; это соотношение сохраняется в большом диапазоне изменения свойств конвейерных лент, что позволило принять в дальнейших расчетах приведенный диаметр  $D$  равным диаметру ролика  $D_p$ .

Для определения величин  $l_p$  использовалась специально разработанная цифровая

модель ЛТК, в которой применен метод конечных элементов. Длина линий контактов ленты с роликами  $l_{pi}$  во многом зависит от нагрузки на ролики и поперечного модуля упругости ленты  $E_x$ , который в свою очередь зависит от продольного модуля упругости  $E_z$ . На рис. 3 в качестве примера приведены экспериментальные графики зависимости величин  $l_{p1}$ ,  $l_{p2} = l_{p6}$  и  $l_{p3} = l_{p5}$  от степени загрузки конвейера для  $B = 800$  мм.

При вычислении силы  $P_{p\Sigma}$  в формуле (10) распределенные нагрузки на ролики от груза и ленты необходимо заменить сосредоточенными нагрузками в соответствии с формулами (7) и (8) и исключить величину  $G'_p$ . Статический модуль упругости  $E_n$  для нижней обкладки ленты принят равным  $E_n = 3,0 \cdot 10^7$  Па при температуре  $\theta = 20^\circ \text{C}$ .

С учетом влияния температуры окружающей среды скорректирована формула (10), которая и использовалась в дальнейших расчетах:

$$U_{од}(\theta) = f(\delta_c) \cdot \left( \frac{\Delta_n}{E_n \cdot D_p^2 \cdot l_{pi}} \right)^{1/3} \cdot \sum_{i=1}^6 P_{p\Sigma_i}^{4/3} \cdot \varphi(\theta), \text{ Н, (13)}$$

где  $P_{p\Sigma_i}$  – суммарные нагрузки на отдельные ролики, определяемые по формуле (8) без учета силы  $G'_p$ , Н;  $\varphi(\theta)$  – коэффициент, учитывающий влияние температуры на величину  $U_{вд}(\theta)$ .

На рис. 4 приведены графики изменения коэффициента сопротивления движению от вдавливания  $w'_{вд}$  при переменной толщине нижней обкладки.

Сила сопротивления от деформирования груза определялась по формуле

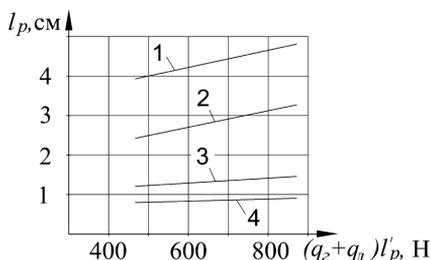


Рис. 3. Зависимость длины контакта ленты с роликом  $l_{pi}$  от нагрузки: ролик 1 –  $l_{p1}$ ; 2 –  $l_{p2} = l_{p6}$ ; 3 –  $l_{p3} = l_{p5}$ ; 4 –  $l_{p4}$  ( $B = 800$  мм,  $D_{тр} \cong 220$  мм)

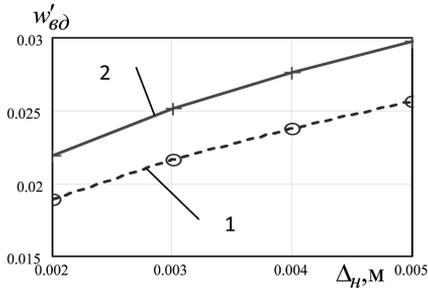


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления от вдавливания роликов  $w'_{вд}$  от толщины нижней обкладки ленты при скорости движения ленты 1 м/с, модуле упругости  $3 \cdot 10^7$  и диаметре роликов 127 мм (1) и 159 мм (2)

$$U_{деф.г} = \xi \cdot \frac{A}{l'_p}, \text{ Н}, \quad (14)$$

где  $A$  – работа, совершаемая приводом по преодолению пассивного давления груза, Нм;  $l'_p$  – расстояние между роликоопорами, м;  $\xi$  – коэффициент относительных потерь груза при деформировании.

При определении силы  $U_{деф.г}$  также использована специально разработанная цифровая модель пролета ЛТК [2].

Коэффициент относительных потерь  $\xi$  зависит от физико-механических свойств груза и на основании анализа экспериментально полученных петель гистерезиса (В.П. Дунаев) он равен: для песка  $\xi = 0,8 \div 0,85$ , для глины –  $0,7 \div 0,75$ .

Вычисление величины работы и силы по формуле (14) осуществлялось на ЭВМ автоматически по специально разработанному алгоритму.

На рис. 5 приведены экспериментальные и аппроксимирующие их зависимости силы сопротивления от деформирования груза  $U_{деф.г}$  для лент шириной  $B = 800$  мм (с диаметром трубы  $D_{тр} \cong 220$  мм) и 1200 мм ( $D_{тр} \cong 350$  мм).

На основании обработки результатов моделирования получена следующая формула для расчета силы сопротивления

$$U_{деф.г} = \frac{C'_{деф}}{S}, \text{ Н}, \quad (15)$$

где  $C'_{деф}$  – константа, зависящая от диаметра трубообразной ленты, насыпной плотности груза, его подвижности, скорости ленты и пр.,  $\text{Н}^2$ .

Одновременно с грузом деформируется и трубообразная лента, поэтому силу сопротивления от деформирования груза  $U_{\text{деф.г}}$  ориентировочно увеличим на 3÷5% для учета сопротивления  $U_{\text{деф.л}}$ . В этом случае суммарная сила сопротивления от деформирования груза и ленты равна

$$U_{\text{деф}\Sigma} = 1,03U_{\text{деф.г}} = \frac{C_{\text{деф}}}{S}, \text{ Н}, \quad (16)$$

где  $C_{\text{деф}} = 1,03 \cdot C'_{\text{деф}}$ , – сила сопротивления, учитывающая потери энергии при деформировании груза и ленты; так для ленты шириной  $B = 800$  мм  $C'_{\text{деф}} = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}^2$ , для  $B = 1000$  мм  $C'_{\text{деф}} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Н}^2$ , для  $B = 1200$  мм  $C'_{\text{деф}} = 6 \cdot 10^5 \text{ Н}^2$ .

На рис. 5 приведены графики зависимости от натяжения ленты силы сопротивления движению для лент шириной  $B = 1200$  мм и 800 мм и пересчитанного коэффициента сопротивления движению от деформирования груза  $w_{\text{деф.г}}$  для  $B = 1200$  мм.

На основании полученных аналитических зависимостей для отдельных составляющих запишем общее выражение для суммарной силы сопротивления движению на единичной роликоопоре грузовой ветви конвейера, установленного под углом  $\beta$  к горизонту и транспортирующего груз вверх:

$$U_p = (U_{\text{ар}} + U_{\text{од}} + \frac{C_{\text{деф}}}{S}) \cos \beta + (q_z + q_{\text{л}}) \cdot l'_p \sin \beta, \text{ Н}, \quad (17)$$

а затем для распределенной силы сопротивления движению

$$u_p = U_p / l'_p$$

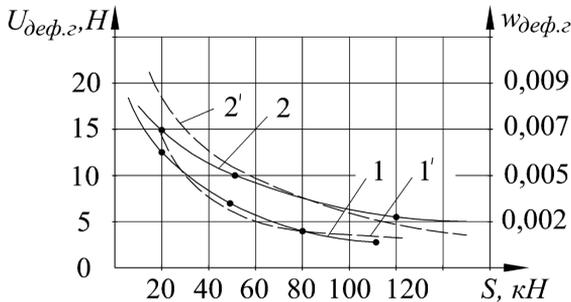


Рис. 5. Экспериментальные (1, 2) и аппроксимирующие (1', 2') зависимости силы сопротивления  $U_{\text{деф.г}}$  от натяжения  $S$ : 1 –  $B = 800$  мм, 2 –  $B = 1200$  мм; степень заполнения сечения – 75%, насыпная плотность груза  $2500 \text{ кг/м}^3$

$$u_p = (u_{ep} + u_{ed}) \cdot \cos \beta + \frac{C_{def}}{S} \cos \beta + (q_z + q_l) \sin \beta = C_1 + \frac{C_2}{S}, \quad \text{Н/м}, \quad (18)$$

где  $q_r$  и  $q_l$  – погонный вес груза и ленты, Н/м.

Коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$  равны (см. формулы (9), (13) и (16)):

$$C_1 = (u_{ep} + u_{ed}) \cdot \cos \beta + (q_z + q_l) \cdot \sin \beta = \left[ 6 \cdot (a + bv) + 1,6 \cdot 10^{-4} \left( \sum_{i=1}^6 p_{\Sigma i} \right) \right] \cdot \frac{0,159}{D_p} \cdot \psi(\theta) + f(\delta_c) \cdot \left( \frac{\Delta_n}{E_n \cdot D_p^2 \cdot l_{pi}} \right)^{1/3} \cdot \sum_{i=1}^6 p_{p\Sigma i}^{4/3} \cdot \varphi(\theta) + (q_z + q_l) \cdot \sin \beta, \quad (19)$$

$$C_2 = c_{def} \cos \beta, \quad \text{Н}^2/\text{м}, \quad (20)$$

где  $p_{p\Sigma i} = P^{4/3} / l'_p$ ,  $u_{ep} = U_{ep} / l'_p$ ,  $u_{ed} = U_{ed} / l'_p$ ;  $q_r, q_l$  – погонные веса груза и ленты, Н/м.

Для грузовой ветви ЛТК, установленного под углом  $\beta$  к горизонту, с использованием выражения (18) для приращения натяжения  $dS$  на участке длиной  $dx$  имеем:

$$dS = u_p dx = \left( C_1 + \frac{C_2}{S} \right) dx, \quad \text{Н}, \quad (21)$$

откуда получаем следующее дифференциальное уравнение, описывающее изменение натяжения по длине конвейера

$$\frac{dS}{dx} = C_1 + \frac{C_2}{S}, \quad \text{Н/м}. \quad (22)$$

Решение уравнения (22) при начальном условии  $S(0) = S_r$ , т.е. при начальном натяжении на грузовой ветви равном  $S_r$  и длине конвейера  $L$  имеет вид [2]:

$$S(L) = S_r + C_1 \cdot L + \frac{C_2}{C_1} \cdot \ln \left( 1 + \frac{C_1 \cdot L}{S_r} \right), \quad \text{Н}, \quad (23)$$

тогда сила сопротивления движению на грузовой ветви равна

$$W_r = C_1 \cdot L + \frac{C_2}{C_1} \cdot \ln \left( 1 + \frac{C_1 \cdot L}{S_r} \right), \quad \text{Н}. \quad (24)$$

Аналогичное выражение с учетом начального натяжения  $S_0$  может быть составлено и для порожней ветви.

Обычно сила сопротивления на порожней ветви  $W_{\Pi}$  составляет примерно 10÷15% от силы  $W_{\Gamma}$ , поэтому запишем

$$W_o = W_{\Gamma} + W_{\Pi} = W_{\Gamma} + 0,1W_{\Gamma} \cong 1,1W_{\Gamma}, \quad (25)$$

и тогда

$$W_o = 1,1 \left[ C_1 \cdot L + \frac{C_2}{C_1} \cdot \ln \left( 1 + \frac{C_1 \cdot L}{S_{\Gamma}} \right) \right]. \quad (26)$$

Из формулы (26) следует, что первое слагаемое, учитывающее удельные силы сопротивления движению от вращения роликов и их вдавливания в ленту, изменяется пропорционально длине конвейера, а второе слагаемое изменяется пропорционально логарифму длины с коэффициентом  $C_2/C_1 \cong 0,5 \div 1,0$ . При значительной длине конвейера первое слагаемое становится доминирующим и с достаточной точностью может использоваться для оценки тягового усилия  $W_o$ ; тогда с учетом формулы (20) имеем

$$W_o \cong 1,1C_1L \cong 1,1 \left[ (u_{ep} + u_{ed}) \cdot \cos \beta + (q_z + q_n) \cdot \sin \beta \right] L.$$

Если обратиться к графикам рис. 2 и рис. 4, то из них следует, что коэффициент сопротивления  $w'_{вр}$  (а следовательно, и удельная сила  $u_{вр}$ ) примерно на порядок меньше коэффициента сопротивления  $w'_{пр}$  (или  $u_{пр}$ ). В этом случае тяговое усилие при значительной длине конвейера практически определится силами сопротивления от вдавливания роликов в ленту; т.е.  $W_o \cong \sum U_{ed}$ ,

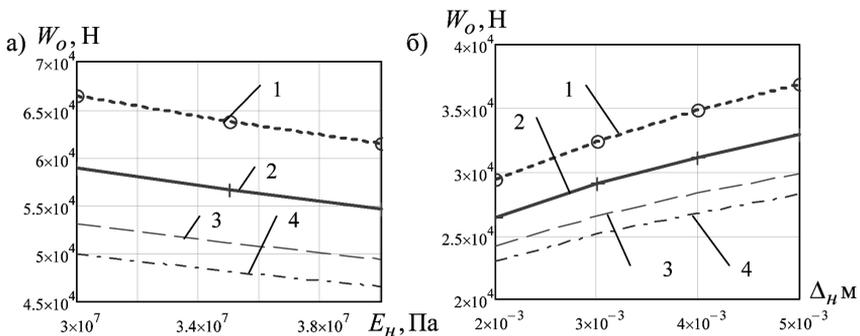


Рис. 6. Графики зависимости тягового усилия ЛТК от модуля упругости ленты  $E_H$  и толщины нижней обкладки  $\Delta_H$ : 1 —  $D_p = 0,127$  м, 2 —  $D_p = 0,159$  м, 3 —  $D_p = 0,194$  м, 4 —  $D_p = 0,219$  м

и зависит от всех факторов, от которых зависит  $U$ . На рис. 6 приведены графики зависимости тягового усилия  $W_0^{\text{вл}}$  конвейера длиной  $L = 1500$  м при изменении характеристик примененной на нем конвейерной ленты: с измененным модулем упругости нижней обкладки ленты (а) и ее толщиной (б); кроме того, изменялся и диаметр роликов  $D_p$ , использованных на ЛТК.

Графики рис. 6, а построены для варианта, когда скорость ленты  $v = 2,5$  м/с, коэффициент подвижности груза  $m = 0,3$ , толщина нижней обкладки  $\Delta_H = 3 \cdot 10^{-3}$  м; для варианта на рис. 6, б  $v = 2,5$  м/с,  $E_H = 1 \cdot 10^8$  Па,  $m = 0,3$ .

Оценим полученные результаты. В настоящее время для ЛТК обычно применяются ленты с модулем упругости нижней обкладки порядка  $E_H = 3 \cdot 10^7$  Па [2], толщиной  $\Delta_H = 3$  мм, рекомендованный диаметр роликов ЛТК для ленты шириной 1200 мм  $D_p = 108 \div 127$  мм. На основании тягового расчета, выполненного для конвейера с такими параметрами ( $m = 0,3$ ,  $v = 2,5$  м/с) получено тяговое усилие  $W_0 = 72,5$  кН.

Если применить на данном конвейере ролики диаметром  $D_p = 159$  мм, ленту с модулем упругости  $E_H = 3,6 \cdot 10^7$  Па и толщиной  $\Delta_H = 3$  мм, то тяговое усилие составит 58,9 кН, таким образом, тяговое усилие снизилось на 23%. Если далее принять ленту с нижней обкладкой толщиной  $2 \cdot 10^{-3}$  м и модулем  $E_H = 1 \cdot 10^8$  Па, ролики диаметром  $D_p = 194$  мм, то тяговое усилие  $W_0$  для конвейера длиной  $L = 1500$  мм окажется равным 36,3 кН, т.е. меньше рассчитанной величины тягового усилия для первоначально принятого варианта почти в 2 раза, что во столько же раз снижает энергопотребление ЛТК.

Таким образом, разработанная теория тягового расчета ЛТК позволяет обоснованно оценивать влияние различных конструктивных параметров на его энергопотребление; кроме того, возможна оценка влияния и других характеристик, (например, типа транспортируемого груза (коэффициент  $m$ , скорость ленты  $v$ , диаметра трубообразной ленты  $R$  и пр.) и изыскание соответствующих способов его снижения.

Отметим также, что существующие в настоящее время рекомендации различных фирм по назначению ряда конструктивных параметров ЛТК ( в частности, диаметров поддерживающих роликов, расстояния между роликоопорами, конструкции ленты др.), заимствованные из рекомендаций для ленточных конвейеров традиционной конструкции, практически никогда не обеспечивают рациональных эксплуатационных параметров трубчатых конвейеров.

Это объясняется существенно различным характерам протекания деформационных процессов в грузе и ленте при протягивании трубообразной ленты через кольцевые роlikоопоры и деформационных процессов в грузе и ленте, свободно лежащих на желобчатых роlikоопорах.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г.* Теория и расчет ленточных конвейеров. — М.: Машиностроение, 1987. —336 с.
2. *Сергеева Н.В.* Обоснование метода расчета распределенных сил сопротивления движению ленты на линейной части трубчатого конвейера для горных предприятий. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. — М.: МГГУ, 2009. —24 с. **ГИАБ**

#### КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

*Сергеева Наталья Викторовна* — кандидат технических наук, старший преподаватель, МГИ НИТУ «МИСиС».

UDC  
621.867.2

**N.V. Sergeeva**

#### **THE INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS OF A BELT TUBE CONVEYOR ON ITS POWER CONSUMPTION**

The estimation of influence of parameters of tubular belt conveyor (LTK) on energy transportation. Based on the analysis of the movement in tubular tape inside the ring idlers identified three main components in the total force of resistance: resistance force against rotation of the rollers, pressing rollers in the tape and deformation of the package and the tape. Analytical expressions for each component and their dependence on various parameters of the conveyor. It is shown that by changing the length of the conveyor, the proportion of each component in the total force of resistance to motion changes, changes accordingly and the influence of parameters of the conveyor on the amount of resistance to movement, and therefore on energy transportation. Changing the most significant for each case the parameters of the conveyor, it is possible to significantly reduce the energy intensity of the transportation LTK.

Key words: conveyor belt, conveyor tubular, the running resistance, energy transportation.

#### AUTHOR

*Sergeeva N.V.*, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Mining Institute, National University of Science and Technology «MISiS», 119049, Moscow, Russia.

#### REFERENCES

1. *Shakhmeyster L.G., Dmitriev V.G.* *Teoriya i raschet lentochnykh konveyerov* (Theory and design calculation of belt conveyors), Moscow, Mashinostroenie, 1987, 336 p.
2. *Sergeeva N.V.* *Obosnovanie metoda rascheta raspredelennykh sil soprotivleniya dvizheniyu lenty na lineynoy chasti trubchatogo konveyera dlya gornyykh predpriyatiy* (Justification of method to calculate distributed belt resistance in linear segment of tubular belt conveyor for mines), Candidate's thesis, Moscow, MGGU, 2009, 24 p.