

УДК 622.647.2:681.5

**Монастырский В. Ф.**, д-р техн. наук, профессор,  
**Кирия Р. В.**, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.  
 (ИГТМ НАН Украины)

## ПУСК И ТОРМОЖЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОНВЕЙЕРА

**Монастирський В. Ф.**, д-р техн. наук, професор,  
**Кірія Р. В.**, канд. техн. наук, ст. наук. співр.  
 (ІГТМ НАН України)

## ПУСК І ГАЛЬМУВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОНВЕЄРА

**Monastyrsky V. F.**, D.Sc. (Tech.), Professor,  
**Kiriya R.V.**, Ph.D. (Tech.), Senior Researcher  
 (IGTM NAS of Ukraine)

## STARTING AND BRAKING OF VERTICAL CONVEYER

**Аннотация.** В статье рассмотрены вопросы пуска и торможения коротких вертикальных конвейеров. Обоснованы расчетные схемы, составлены уравнения динамического равновесия, приведены результаты анализа и обобщения полученного решения. Установлено, что колебания в тяговом органе короткого конвейера быстро затухают и их можно не учитывать, а прочность конвейерной ленты при пуске существенно зависит от махового момента двигателя и соотношения масс грузовой и холостой ветвей. При рабочем торможении определены путь и скорость торможения в зависимости от натяжения грузовой и холостой ветвей конвейера и силы торможения. При аварийном торможении установлены время торможения, зависимости перемещения и скорости после торможения от махового момента двигателя.

Полученные результаты можно использовать при обосновании параметров конвейера с учетом динамического нагружения его элементов при пуске и торможении.

**Ключевые слова:** конвейер, лента, пуск, торможение, уравнение равновесия.

Исследованию динамики пуска конвейеров посвящены работы отечественных и зарубежных исследователей [Высочин, 1975]. При этом рассматривались длинные конвейеры, у которых конвейерная лента представлена в виде упруго-вязкого стержня с бесконечным числом степеней свободы.

Динамические процессы в такой системе описываются дифференциальными. Под воздействием привода в момент трогания системы грузовая ветвь получает импульс воздействия. Под воздействием этого импульса грузовая и холостая ветви конвейера совершают свободные колебания, при которых волна деформации распространяется со скоростью  $a_{гр} \neq a_{хол}$ . Достигнув натяжного барабана, значение деформации снижается, так как инерционные силы натяжного барабана препятствуют быстрому реагированию системы. Холостая ветвь также деформируется, и волна деформации со скоростью  $a_{хол}$ , достигнув приводного барабана, алгебраически складывается с начальной деформацией. Принято, что внутреннее трение пропорционально скорости деформации, а ско-

рость распространения упругой волны на грузной и холостой ветвях конвейера одинакова [1] уравнениями в частных производных для каждой ветви конвейера:

$$a_{гр}^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_1}{dt^2} = 0; \quad a_{хол}^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_2}{dt^2} = 0, \quad (1)$$

где  $a_{гр}$ ,  $a_{хол}$  – соответственно скорости распространения упругих волн грузной и холостой ветвей конвейера, м/с;  $u_1$ ,  $u_2$  – упругие смещения сечений холостой и грузной ветвей при нагружении, м.

При  $a_{гр} \neq a_{хол}$  волна деформации, проходя через приводной барабан, встречается в точке набега с волной деформации холостой ветви и решение уравнений (1) требует введения граничных условий, отражающих реальное деформирование эквивалентного стержня. Поэтому на практике принимают  $a_{гр} = a_{хол}$  и решают одно из уравнений (1) методами Фурье или Даламбера. Установлено теоретически и подтверждено экспериментально в условиях подземных разработок, что во время пуска возникающие колебания ленты являются затухающими. Это подтверждает правильность принятого допущения, что лента – упруго-вязкое тело. Решение волнового уравнения (1) имеет бесконечное множество корней (частот) и величина смещения  $u$  будет равна сумме всех частных решений. Такой метод позволяет определить значения  $u$  для любого сечения ленты на расстоянии  $z$  от приводного барабана в виде ряда, который достаточно быстро сходится. Однако при определении динамических усилий в элементах системы при пуске указанный метод практически непригоден, так как ряд имеет плохую сходимость.

В то же время величина динамических усилий при пуске определяется амплитудами свободных колебаний, значения которых можно определить, если систему с распределенными параметрами заменить на систему с сосредоточенными массами [2].

Модель пуска вертикального конвейера представляет собой четыре массы, соединенные между собой упругими связями (рис. 1). Обобщенными переменными каждой массы являются координаты их положения и скорости перемещения.

Для обоснования расчетной схемы были приняты следующие допущения: тяговый орган конвейера рассматриваем как упругий стержень, который в момент пуска деформируется за счет энергии привода; момент на валу асинхронного двигателя постоянный ( $M_{дв} = \text{const}$ ); приводной барабан и привод представляют собой абсолютно жесткую систему; движущиеся массы приводим не к валу ротора, а к обечайке барабана; проскальзывание ленты на приводном барабане отсутствует; массы грузной и холостой ветвей, участвующие в динамическом нагружении, учитываем по методу Рэлея; свободные колебания упругого стержня происходят в пределах закона Гука; жесткость и массы тягового органа распределены равномерно вдоль него, а наличие предварительного натяжения на грузной и холостой ветвях позволяет учесть их статическое растяжение.

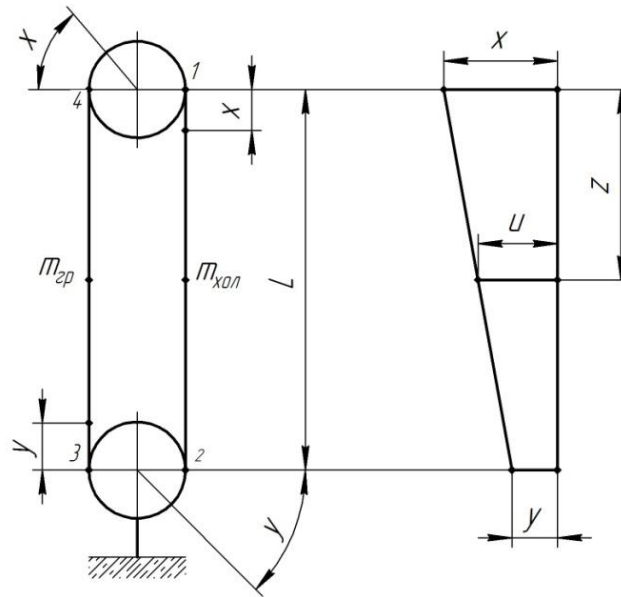


Рисунок 1 – Расчетная схема для исследования пусковых режимов вертикального конвейера

Рассмотрим физическую сущность процесса формирования деформаций в ленте при пуске короткого вертикального конвейера. Считаем, что в момент трогания системы приводной барабан поворачивается на величину  $x$  и груженная ветвь получает импульс воздействия и при этом также деформируется на величину  $x$  в точке 4 (см. рис.1). Достигнув натяжного барабана, значение деформации снижается до  $y < x$ , так как инерционные силы натяжного барабана препятствуют быстрому реагированию системы. При этом холостая ветвь также деформируется на величину  $y$  и волна деформации достигает приводного барабана в точке 1 (см. рис. 1) и ее значение можно определить из выражения  $x_4/x_1 = e^{\mu\alpha}$ , где  $\mu$ ,  $\alpha$  – соответственно коэффициент взаимодействия и угол обхвата лентой барабана. Так как конвейер имеет небольшую длину и практически отсутствуют силы сопротивления, обусловленные трением, то колебаниями ленты можно пренебречь и считать согласно [3], что динамическое перемещение происходит так же, как статическое, определяемое из выражения (см. рис. 1)

$$u = y + \frac{x - y}{L}(L - z), \quad (2)$$

где  $x$ ,  $y$  – обобщенные координаты приводного барабана в момент трогания системы под действием импульса привода и в момент достижения волной деформации конца упругого стержня;  $L$ ,  $z$  – длина упругих стержней и расстояние от точки 4 на приводном барабане до выделенного участка  $dx$ .

Обозначим массу движущихся частей привода конвейера, приведенную к обечайке барабана, через  $m_{пр}$ ; массу натяжного барабана –  $m_{нат}$ ; присоединенные массы груженной и холостой ветвей соответственно  $m_{гр}$ ,  $m_{хол}$ .

Применяя метод Рэлея [Давыдов, 1961], определим массы грузной и холостой ветвей, участвующих в динамическом нагружении:

$$m_{zp} = \frac{(q_l + q_{zp})}{\dot{y}^2} \int_0^L \dot{u}^2 dz = \frac{m_{zp}}{3}; \quad m_{хол} = \frac{(q_l)}{\dot{y}^2} \int_0^L \dot{u}^2 dz = \frac{m_{хол}}{3},$$

где  $q_{zp}$ ,  $q_l$  – соответственно погонные массы груза и ленты.

Кинетическая энергия системы складывается из следующих составляющих:

– от перемещения упругих стержней на величину  $u$ :

$$T_1 = \frac{(m_{zp} + m_{хол})}{2} \int_0^L \dot{u} dz = \frac{m_{zp} + m_{хол}}{2} \cdot \frac{\dot{x}^2 + \dot{x}\dot{y} + \dot{y}^2}{2};$$

– от перемещения движущихся частей приводного барабана и массы натяжного барабана:

$$T_2 = \frac{m_{np} \dot{x}^2}{2}; \quad T_3 = \frac{m_{нат} \dot{y}^2}{2};$$

– от перемещения грузной и холостой ветвей конвейера, участвующих в динамическом нагружении, на величину  $x$  и  $(y+x/e^{\mu\alpha})$ :

$$T_4 = \frac{m_{zp} \dot{x}^2}{6}; \quad T_5 = \frac{m_{хол} (y + x/e^{\mu\alpha})^2}{6}.$$

Полная кинетическая энергия системы определится по формуле

$$T_{пол} = \frac{(3m_{np} + m_{zp})}{6} \dot{x}^2 + \frac{3m_{нат} + m_{хол}}{6} \dot{y}^2 + \frac{m_{zp} + m_{хол}}{2} \cdot (\dot{x}^2 + \dot{x}\dot{y} + \dot{y}^2). \quad (3)$$

Потенциальная энергия системы складывается из следующих составляющих:

– изменение потенциальной энергии грузной и холостой ветвей в связи с перемещением их сечений:

$$\Pi_1 = (m_{zp} + m_{хол}) \int_0^L u dz = (m_{zp} + m_{хол}) \frac{x + y}{2};$$

– изменение потенциальной энергии грузной ветви при ее упругой деформации:

$$\Pi_2 = \frac{c}{2} (x + x_{cm})^2 - \frac{cx_{cm}^2}{2},$$

где  $x_{cm} = \frac{m_{zp}g}{C}$  – статическая деформация грузной ветви;

– изменение потенциальной энергии холостой ветви при упругой ее деформации:

$$P_3 = \frac{c}{2}(y + x/e^{\mu\alpha})^2 - \frac{cy_{cm}^2}{2},$$

где  $y_{cm} = \frac{m_{хол}g}{C}$  – статическая деформация холостой ветви жесткостью  $C$ ;

– изменение потенциальной энергии холостой ветви за счет опускания ее центра тяжести на величину  $(y+x/e^{\mu\alpha})$ :

$$P_4 = -\frac{m_{хол}(y + x/e^{\mu\alpha})}{2}g;$$

– изменение потенциальной энергии грузной ветви за счет поднятия ее центра тяжести на величину  $x$  и за счет изменения положения натяжного барабана на величину  $y$ :

$$P_5 = \frac{m_{zp}x}{2}g; \quad P_6 = \frac{m_{нат}y}{2}g.$$

Полная потенциальная энергия системы равна

$$\begin{aligned} P_{об} = & -\frac{m_{нат}y}{2}g + \frac{m_{zp}x}{2}g + \frac{c}{2}(x + x_{cm})^2 - \frac{cx_{cm}^2}{2} + \frac{c}{2}(x + y + y_{cm})^2 - \\ & - \frac{cy_{cm}^2}{2} + \frac{m_{хол} + m_{zp}}{2}(x + y)g. \end{aligned} \quad (4)$$

Применим уравнение Лагранжа второго рода для двух обобщенных координат:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T_{об}}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} &= -\frac{\partial P}{\partial x} + Q_x, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T_{об}}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial T}{\partial y} &= -\frac{\partial P}{\partial y}, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $Q_x = 2M_{об}i\eta/D + (m_{zp} + m_{нат} - m_{хол})g = W_o$  – усилие на обечайке приводного барабана;  $M_{об}$  – момент на валу двигателя;  $i$  – передаточное отношение

редуктора;  $\eta$  – коэффициент полезного действия привода;  $D$  – диаметр барабана.

Подставляя (3) и (4) в уравнения Лагранжа (5), после преобразований получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \left[ m_{np} + \frac{4m_{zp} + 3m_{хол}}{3} \right] \ddot{x} + \frac{m_{zp} + m_{хол}}{2} \ddot{y} + cx + 0,5cy = W_0, \\ \left[ m_{нам} + \frac{3m_{zp} + 2m_{хол}}{3} \right] \ddot{y} + \frac{m_{zp} + m_{хол}}{2} \ddot{x} + 0,5cx + cy = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Уравнения (6) представляют собой систему дифференциальных уравнений, которые описывают свободные колебания упругого стержня с двумя степенями свободы. В общем случае уравнение (1) решается приближенно с помощью ЭВМ, но если упростить его, то можно применить метод, описанный в [4], и получить решение в замкнутом виде:

$$\begin{aligned} x &= \frac{cW_0 \left( M_2 + \frac{m_{zp}}{6} \right)^2}{Z_2^2} (1 - \cos \lambda t) + \frac{cW_0 t^2}{2Z_2}, \\ y &= \frac{cW_0 \left( M_2 + \frac{m_{zp}}{6} \right)^2}{Z_2^2} \left[ 1 - \frac{Z_2}{c \left( M_2 + \frac{m_{zp}}{6} \right)} \right] \left( 1 - \cos \lambda t + \frac{cW_0 t^2}{2Z_2} \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Полное усилие, действующее на ленту конвейера в месте ее набегания на приводной барабан:

$$S = m_{zp}g + m_{нам}g + c(x - y)$$

или, подставляя значения  $x$  и  $y$  (7), получим:

$$S = m_{zp}g + m_{нам}g + \frac{W_0 \left( M_2 + \frac{m_{zp}}{6} \right)}{\left( M_1 + M_2 + \frac{m_{zp}}{3} \right)} (1 - \cos \lambda t), \quad (8)$$

где  $M_1 = \frac{4}{3}m_{zp} + m_{np} + m_{хол}$ ;  $M_2 = \frac{2}{3}m_{хол} + m_{нат} + m_{zp}$ ;  $Z_2 = c \left( M_1 + M_2 + \frac{m_{zp}}{3} \right)$ ;  $m_{zp}$  –

масса грузеной ветви ленты, кг;  $m_{np}$  – приведенная к обечайке барабана масса вращающихся частей привода;  $m_{нат}$  – масса натяжного барабана, кг;  $c$  – жесткость грузеной ветви ленты, Н/м.

Анализ выражений (8) показал, что максимальное усилие в ленте конвейера зависит от сил тяжести грузеной и холостой его ветвей, цилиндрической жесткости ленты, момента двигателя и собственной частоты колебаний тягового органа во время пуска.

Динамический коэффициент для ленты в сечении I-I при  $\cos \lambda t = -1$  равен

$$k = \frac{S_{\max}}{g(m_{zp} + m_{нат})} = 1 + \frac{2W_0 \left( M_2 + \frac{m_{zp}}{6} \right)}{g \left( M_1 + M_2 + \frac{m_{zp}}{3} \right) (m_{zp} + m_{нат})}. \quad (9)$$

Коэффициент динамичности принимает максимальные значения при  $\cos \lambda t = -1$  и зависит от соотношений масс грузеной, холостой ветвей и вращающихся частей привода, приведенных к обечайке барабана.

Рассмотрим торможение короткого вертикального конвейера длиной  $L$ . в. В каждую емкость загружается насыпной груз, общая масса грузеной ветви, приведенная к ободу приводного барабана, составляет  $m_{zp} = \frac{1}{g}(q_{zp} + q_l)L$ ,

масса холостой ветви –  $m_{хол} = \frac{q_l L}{g}$ .

Рассмотрим два случая торможения ленточных конвейеров при постоянных силах сопротивления и силах, пропорциональных перемещению рабочего органа (конвейерной ленты). Принимаем, что в первом случае (рабочее торможение) возникающие силы сопротивления движению ленты зависят от разности  $W_{zp} - W_{хол} = W_{comp}$ . Во втором случае сила сопротивления зависит от координаты  $x$  (перемещение ленты после рабочего торможения).

Для обоснования расчетных схем торможения ленточного конвейера были приняты следующие допущения: деформацию конвейерной ленты на сжатие при торможении не учитывали; колебания конвейерной ленты в продольном направлении в момент торможения не учитывали, т.е. пренебрегали распространением упругих волн (короткий конвейер); все массы вертикального конвейера были приведены к ободу обечайки барабана; трансмиссию привода конвейера принимали состоящей из неупругих деталей; жесткость конвейерной ленты считали одинаковой для грузеной и порожней ветвей.

Применяя метод Даламбера, составим динамическое уравнение равновесия конвейерной ленты при торможении:

$$m_{np} \ddot{X} = \sum_{i=1}^k F_i = W_{zp} - W_{хол} + F_{тор}, \quad (10)$$

где  $m_{np}$  – масса движущихся частей конвейера, приведенная к обечайке приводного барабана, кг;  $\sum_{i=1}^k F_i = W_{zp} - W_{хол} + F_T$  – сумма внешних сил, действующих на конвейерную ленту при торможении, Н;  $W_{zp}$ ,  $W_{хол}$ ,  $F_T$  – соответственно усилия натяжения ленты в точках набегания и сбегания на барабан и приведенное к ободу барабана тормозное усилие.

Интегрируя выражение (10) с учетом начальных условий при  $t = 0$   $x=0$ ,  $\dot{x} = v_{уст}$ , получим следующие выражения для скорости и перемещения конвейерной ленты при торможении:

$$\dot{x} = v_{уст} - a_{зам} t; \quad x = v_{уст} t - \frac{a_{зам} t^2}{2}, \quad (11)$$

где  $a_{зам} = \frac{W_{zp} - W_{нор} + F_T}{m_{np}}$  – отрицательное значение ускорения при торможении.

Общее натяжение ленты в точке набегания с учетом статического ее натяжения при рабочем торможении не должно превышать силу сцепления ленты с барабаном:

$$F_{об} = 2(W_{zp} - W_{нор}) + F_T \leq F_{сц}. \quad (12)$$

Для определения времени торможения изменим центр приведения масс от обечайки барабана к ротору электродвигателя и составим следующее уравнение:

$$\frac{GD_k^2}{4R_{\delta}} \frac{d(\dot{x})}{dt} = M_T + M_{CT}, \quad (13)$$

где  $GD_k^2 = GD_p^2 + 4M_{\delta} / i_p^2$  – маховый момент конвейера, приведенный к ротору электродвигателя;  $M_{\delta} = (q_z + q'_p + q''_p + 2q_l)LR_{\delta}$  – момент на обечайке барабана;  $q_z$ ,  $q'_p$ ,  $q''_p$ ,  $q_l$  – соответственно погонные нагрузки от груза и вращающихся частей (роликов, барабана, ленты);  $R_{\delta}$  – радиус приводного барабана;  $i_p$  – радиус инерции.

Интегрируя выражение (13), получим время торможения конвейера при начальных условиях  $t = 0$   $\dot{x} = v_{уст}$ :



$$t_{\text{мор}} = \frac{(v - v_{\text{ycm}})GD_k^2}{4R_{\delta}(M_T + M_{\text{cm}})},$$

где  $M_T = F_{o\delta}R_{\delta}$  – тормозной момент на обечайке барабана;  
 $M_{\text{CT}} = [(W_{\text{зр}} - W_{\text{хол}}) + F_T]R_{\delta}$  – статический момент, приведенный к обечайке барабана.

Во втором случае при аварийном торможении силы сопротивления движению конвейерной ленты пропорциональны ее перемещению после торможения:

$$W_{\text{сопр}} = W_{\text{зр}} - W_{\text{хол}} - \frac{2}{3}g(q_{\text{зр}} + q_{\text{л}})x,$$

где  $\frac{(q_{\text{зр}} + q_{\text{л}})x}{3}$  – присоединенная масса ленты с грузом в сечении  $x$ , рассчитанная по методу Релея [4].

Уравнение колебаний ленты под действием внешних сил имеет вид:

$$m_{\text{нор}}\ddot{x} = W_{\text{зр}} - W_{\text{хол}} + F_T - \frac{2}{3}(q_{\text{зр}} + q_{\text{л}})x. \quad (14)$$

После преобразования выражение (14) примет вид:

$$\ddot{x} + a^2x = A, \quad (15)$$

где  $a = \sqrt{\frac{2(q_{\text{зр}} - q_{\text{л}})}{3m_{\text{нр}}}}$  – параметр свободных колебаний конвейерной ленты;

$A = \frac{W_{\text{зр}} - W_{\text{хол}} + F_T}{m_{\text{нр}}}$  – постоянный коэффициент.

Уравнение (14) описывает вынужденные колебания ленты под действием внешних сил, решение которого с учетом начальных условиях  $t=0$ ,  $x=0$ ,  $\dot{x}=0$  имеет вид:

$$x = \frac{A}{a^2}(1 - \text{ch } at), \quad \dot{x} = \frac{A}{a} \text{sh } at, \quad \ddot{x} = A \text{ch } at.$$

Таким образом, определены основные параметры торможения ленточного вертикального конвейера, с помощью которых можно при проектировании обосновать параметры рабочего и аварийного торможения.

На основании выполненных исследований можно сделать следующие

## ВЫВОДЫ:

– при пуске и торможении коротких вертикальных конвейеров в отличие от конвейеров общего назначения не учитываются колебания тягового органа, вызванные волновыми процессами при его деформации;

– полное натяжение тягового органа в точке набегания на приводной барабан при пуске конвейера складывается из статической и динамической составляющих, последняя из которых обусловлена коэффициентом динамичности;

– замедление конвейерной ленты при торможении существенно зависит от махового момента привода, разности натяжений набегающей и сбегающей ветвей и внешних сил, определяющих ускорение.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дмитриева, В. В. Моделирование пуско-тормозных режимов ленточного конвейера / В. В. Дмитриева // ГИАБ. – 2014. – № 3. – С. 65–71.
2. Гринбаум, Ю. В. Особенности процесса пуска ленточного конвейера / Ю. В. Гринбаум, Н. И. Лисица, Л. И. Давыдов // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2008. – Вып. 71. – С. 111–117.
3. Монастырский, В.Ф. Динамика и прочность горных машин / В. Ф. Монастырский, Д. Д. Брагинец, А. А. Гольдман. – Москва: ФЛИНТА-Наука, 2015. – 120 с.

## REFERENCES

1. Dmitrieva, V. V. (2014), “Design of the starting-brake modes of band conveyer”, *Gorny informatsionno-analitichesky byulleten*, no. 3, pp. 65–71.
2. Grinbaum, Yu. V., Lisitsa, N. I. and Davydov, L. I. (2008), “Features of process of starting of band conveyer”, *Geo-Technical Mechanics*, no. 71, pp. 111–117.
3. Monastyrsky, V.F., Braginetz, D. D. and Goldman, A. A. (2015), *Dinamika i prochnost gornykh mashin* [Dynamics and strength of mining machines], FLINTA-nauka, Moscow, Russia.

## Об авторах

**Монастырский Виталий Федорович**, доктор технических наук, профессор, старший научный сотрудник в отделе физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепр, Украина, vfmon@mail.ru

**Кирия Руслан Виссарионович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий отделом физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепр, Украина, kiriya\_igtm@ukr.net

## About the authors

**Monastyrsky Vitaly Fedorovich**, Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Professor, Senior Researcher in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, N. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepr, Ukraine, vfmon@mail.ru

**Kiriya Ruslan Vissarionovich**, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Senior Researcher, Head of Department of Mining Transport Physics and Mechanics, M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepr, Ukraine, kiriya\_igtm@ukr.net

**Анотація.** В статті розглянуто питання пуску і гальмування коротких вертикальних конвеєрів. Обґрунтовано розрахункові схеми, складені рівняння динамічної рівноваги, приведено результати аналізу та узагальнення отриманого рішення. Встановлено, що коливання в тяговому органі короткого конвеєра швидко затухають і їх можна не враховувати, а міцність конвеєрної стрічки при пуску суттєво залежить від махового моменту двигуна і

співвідношення мас навантаженої та холостої гілок. При робочому гальмуванні визначено шлях і швидкість гальмування залежно від натягнення навантаженої та холостої гілок конвеєра і сили гальмування. При аварійному гальмуванні встановлено час гальмування, залежності переміщення і швидкості після гальмування від махового моменту двигуна.

Отримані результати можна використовувати при обґрунтуванні параметрів конвеєра з урахуванням динамічного навантаження його елементів при пуску і гальмуванні.

**Ключові слова:** конвеєр, стрічка, пуск, гальмування, рівняння рівноваги.

**Abstract.** In the article, problems of starting and braking of short vertical conveyers are considered. Design models are grounded, equations of dynamic equilibrium are formulated, and results of analysis and generalization of the solution received are presented. It is stated that vibrations in the hauling organ of the short conveyer are quickly dumped, and they can be neglected; at the same time, strength of the conveyer belt, in starting moment, substantially depends on the stroke moment of engine and correlation of the masses of loaded and empty belts. For service braking, braking length and speed are specified depending on tension of the conveyer loaded and empty belts and braking force. For the emergency braking, braking time, dependence between moving and speed after braking and stroke moment of engine are specified.

The findings can be used for validation of conveyer parameters with taking into account dynamic loading of its elements at starting and braking.

**Keywords:** conveyer, belt, starting, braking, equalization of equilibrium.

*Статья поступила в редакцию 20.12.2016*

*Рекомендовано к публикации д-ром техн. наук В.П. Надутым*