

УДК 622.647.2

**Р. В. Кирия**, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,  
**Н. Г. Ларионов**, аспирант  
(ИГТМ НАН Украины)

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛОТКА КОНВЕЙЕРА С ЛЕНТОЙ ГЛУБОКОЙ ЖЕЛОБЧАТОСТИ**

**Р. В. Кірія**, канд. техн. наук, ст. наук. співр.,  
**М. Г. Ларіонов**, аспірант  
(ІГТМ НАН України)

## **ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛОТКА КОНВЕЄРА ЗІ СТРІЧКОЮ ГЛИБОКОЇ ЖОЛОБЧАТОСТІ**

**R.V. Kiriya**, Ph.D. (Tech.), Senior Researcher,  
**N. G. Larionov**, Doctoral Student  
(IGTM NAS of Ukraine)

## **DETERMINING OF OPTIMAL PARAMETERS FOR THE TRAYS ON THE CONVEYOR BELT WITH DEEP FLUTING**

**Аннотация.** Из теории расчета ленточных конвейеров известно, что при увеличении угла наклона боковых роликов увеличивается производительность конвейера. При этом увеличивается сопротивление движению ленты по роликоопорам конвейера. В связи с этим возникает задача определения оптимальных параметров желоба ленты конвейера, при которых погонная нагрузка была бы максимальной. В статье на основании установленной зависимости величины силы сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера с лентой глубокой желобчатости от параметров лотка ленты и свойств груза поставлена и решена задача оптимального проектирования става конвейера с трехроликовыми и пятироликовыми опорами. При этом за критерий эффективности принималась максимальная погонная нагрузка, а ограничением являлся коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам конвейера от деформации груза. Варьируемыми параметрами в этой задаче оптимизации являлись углы наклона боковых роликов и ширина дна лотка ленты конвейера. Задача решалась методом зондирования варьируемых параметров. При этом для каждого значения варьируемых параметров определялась максимальная погонная нагрузка и соответственно коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера от деформации груза, которые заносились в таблицу. Затем из этой таблицы определялось наибольшее значение погонной нагрузки и соответственно ей минимальный коэффициент сопротивления движению ленты от деформации груза. На основании исследований установлено, что оптимальные углы наклона боковых роликов ленточных конвейеров с лентой глубокой желобчатости, обеспечивающие максимальную производительность конвейера, принимают значения:  $40^\circ$  для трехроликовой опоры и  $24^\circ$ ,  $40^\circ$  – для пятироликовой опоры. Кроме того, для конвейеров с трехроликовыми и пятироликовыми опорами оптимальный наклон боковых роликов с лентой глубокой желобчатости в два раза больше оптимальных углов наклона боковых роликов для обычных конвейеров.

**Ключевые слова:** конвейер с лентой глубокой желобчатости, роликоопоры, критерий эффективности, сопротивление движению, оптимальные параметры.

### Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Одним из путей повышения эффективности применения наклонных подземных ленточных конвейеров в угольных шахтах является использование става конвейера с лентой глубокой желобчатости.

В настоящее время создание конвейеров, способных транспортировать насыпные грузы с различными физико-механическими свойствами под углами подъема, превышающими 17–20°, является актуальной задачей, стоящей перед рядом отраслей промышленности, в частности, и перед горным конвейерным транспортом. Значительное сокращение длины транспортирования при требуемой высоте подъема, упрощение транспортных схем и особенно снижение во многих случаях объема горно-обогатительных работ, даже при некоторых усложнениях в конструкции конвейеров, в принципе обеспечивают эффективность применения на горных предприятиях наклонных конвейеров.

Из теории расчета ленточных конвейеров известно [1], что при увеличении желобчатости ленты (угла наклона боковых роликов) увеличивается производительность конвейера. При этом увеличивается сопротивление движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера. В связи с этим возникает задача определения оптимальных параметров желоба ленты конвейера, при которых погонная нагрузка была бы максимальной, а сопротивление движению ленты по роликоопорам конвейера было бы минимальным.

Вопросы определения оптимальных геометрических форм лотка желобчатой ленты рассматривались в работе [1]. Однако при определении оптимальной формы лотка не учитывалось сопротивление ленты от деформации груза и сопротивление от роликоопор при движении ленты по ставу конвейера.

В данной статье поставлена и рассмотрена задача определения оптимальных параметров лотка конвейера с лентой глубокой желобчатости. При этом за критерий эффективности принимались пропускная способность лотка и сопротивление движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера.

Для решения поставленной задачи оптимизации необходимо знать зависимости коэффициента сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера и величину максимальной погонной нагрузки от параметров желоба.

Как было установлено в работах [2, 3], для конвейеров с лентой глубокой желобчатости основной составляющей силы сопротивления движению ленты по роликоопорам является составляющая от деформации груза, обусловленная силами, действующими со стороны боковых роликов на груз. Там же определен коэффициент сопротивления движению ленты по трехроликовой опоре, обусловленный деформацией груза, который имеет вид [3]:

$$k_c = \frac{(q_{\bar{b}n} - q_{\bar{b}a})}{uq_m r} \cdot \frac{\frac{ua}{2} \operatorname{sh}(ua) - \operatorname{ch}(ua) + 1}{u \operatorname{ach}(ua) - \operatorname{sh}(ua)}}, \quad (1)$$

где  $u = \sqrt{\frac{S_d}{D_1}}$ ;  $a = l_p / 2$  – зона действия активной погонной нагрузки на борта ленты, м;  $l_p$  – расстояние между роликоопорами, м;  $q_m$  – максимальная погон-

ная нагрузка на ленте конвейера, Н/м;  $q_{\bar{o}a}$ ,  $q_{\bar{o}n}$  – активная и пассивная распределенные нагрузки на борта ленты, Н/м;  $r$  – радиус ролика, м;  $S_n$  – натяжение ленты конвейера, Н;  $D_1$  – изгибная жесткость ленты, Н·м<sup>2</sup>.

Здесь значения активной и пассивной боковых погонных нагрузок  $q_{\bar{o}a}$  и  $q_{\bar{o}n}$  определяются по формулам [3]:

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

где  $\gamma$  – удельный вес транспортируемого груза, Н/м<sup>3</sup>;  $h$  – максимальная высота сыпучего груза на ленте конвейера, м;  $\beta$  – угол наклона боковых роликов, град;  $m = 1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1+f^2}$  – коэффициент подвижности сыпучего груза;  $f$  – коэффициент внутреннего трения сыпучего груза.

Максимальную высоту сыпучего груза на ленте  $h$ , согласно рис. 1, определяем по формуле:

$$h = l_m \sin \beta, \quad (3)$$

где  $l_m$  – максимальная длина бортов ленты, заполненной грузом, м.

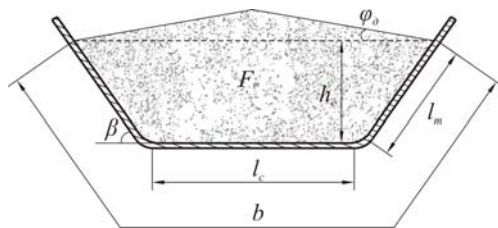


Рисунок 1 – Поперечное сечение желоба ленты конвейера с трехроликовой опорой

Здесь,  $l_m$  определяем из выражения:

$$l_m = \frac{b - l_c}{2}, \quad (4)$$

где  $b = 0,9 \cdot B - 0,05$ , м;  $B$  – ширина ленты конвейера, м;  $l_c$  – ширина дна лотка ленты конвейера, м.

Подставляя (3) в (2), после преобразования получим:

$$\begin{aligned} q_{\bar{o}a} &= \frac{\gamma l_m^2}{2} (\cos^2 \beta + m \sin^2 \beta) \sin \beta; \\ q_{\bar{o}n} &= \frac{\gamma l_m^2}{2} \left( \cos^2 \beta + \frac{\sin^2 \beta}{m} \right) \sin \beta. \end{aligned} \quad (5)$$

Максимальную погонную нагрузку на ленте конвейера с трехроликовой опорой определим по формуле:

$$q_m = \gamma F_m, \quad (6)$$

где  $F_m$  – максимальная площадь сечения груза на ленте конвейера с трехроликовой опорой, м<sup>2</sup> (см. рис. 1).

Для трехроликовой опоры, определяя  $F_m$  и подставляя в (6), получим:

$$q_m = \gamma [l_m \sin \beta \cdot (l_c + l_m \cos \beta) + \frac{(l_c + 2l_m \cos \beta)^2}{4} \operatorname{tg} \varphi_\delta], \quad (7)$$

где  $\varphi_\delta$  – угол естественного наклона насыпного груза при его движении по роликоопорам конвейера, град.

В случае пятироликовой опоры (рис. 2) коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера, обусловленный деформацией груза, равен

$$k_c = k_{c1} + k_{c2}, \quad (8)$$

где  $k_{c1}$  – коэффициент сопротивления движению ленты по верхним боковым роликам от деформации груза;  $k_{c2}$  – коэффициент сопротивления движению ленты по нижним боковым роликам от деформации груза.

Коэффициенты  $k_{c1}$  и  $k_{c2}$  определяются согласно формуле (1):

$$k_{c1} = \frac{q_{\delta n}^{(1)} - q_{\delta a}^{(1)}}{u q'_m r} \psi(ua), \quad (9)$$

$$k_{c2} = \frac{q_{\delta n}^{(2)} - q_{\delta a}^{(2)}}{u q'_m r} \psi(ua), \quad (10)$$

где  $\psi(ua) = \frac{ua \operatorname{sh}(ua) - \operatorname{ch}(ua) + 1}{u a \operatorname{ch}(ua) - \operatorname{sh}(ua)}$ ;  $q_{\delta a}^{(1)}$ ,  $q_{\delta n}^{(1)}$  – активная и пассивная погонные

нагрузки на верхние боковые ролики, Н/м;  $q_{\delta a}^{(2)}$ ,  $q_{\delta n}^{(2)}$  – активная и пассивная погонные нагрузки на нижние боковые ролики, Н/м;  $q'_m$  – максимальная погонная нагрузка на ленте конвейера, Н/м.

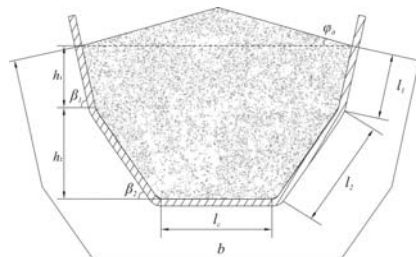


Рисунок 2 – Поперечное сечение желоба ленты конвейера с пятироликовой опорой

Величины  $q_{\bar{b}a}^{(1)}$ ,  $q_{\bar{b}n}^{(1)}$  и  $q_{\bar{b}a}^{(2)}$ ,  $q_{\bar{b}n}^{(2)}$  определяются, согласно (5), по формулам:

$$\begin{aligned} q_{\bar{b}a}^{(1)} &= \frac{\gamma l_1^2}{2} (\cos^2 \beta_1 + m \sin^2 \beta_1) \sin \beta_1, \\ q_{\bar{b}n}^{(1)} &= \frac{\gamma l_1^2}{2} \left( \cos^2 \beta_1 + \frac{\sin^2 \beta_1}{m} \right) \sin \beta_1. \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} q_{\bar{b}a}^{(2)} &= \frac{\gamma l_2^2}{2} (\cos^2 \beta_2 + m \sin^2 \beta_2) \sin \beta_2, \\ q_{\bar{b}n}^{(2)} &= \frac{\gamma l_2^2}{2} \left( \cos^2 \beta_2 + \frac{\sin^2 \beta_2}{m} \right) \sin \beta_2, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $l_1$  – максимальная длина загрузки верхних боковых роликов, м;  $l_2$  – длина нижних боковых роликов, м;  $\beta_1$  – угол наклона верхних боковых роликов, град;  $\beta_2$  – угол наклона нижних боковых роликов, град.

Из рис. 2 имеем

$$l_1 = \frac{b - l_c - 2l_2}{2}. \quad (13)$$

Максимальная погонная нагрузка для пятироликовой опоры (см. рис. 2) определяется по формуле:

$$\begin{aligned} q'_m = \gamma F'_m = \gamma & \left[ h_2 (l_c + 2l_2 \cos \beta_2) + h (l_c + l_1 \cos \beta_1 + 2 \cos \beta_1) + \right. \\ & \left. + \frac{(l_c + 2l_1 \cos \beta_1 + 2l_2 \cos \beta_1)^2}{4} \operatorname{tg} \varphi_\delta \right], \end{aligned} \quad (14)$$

где  $F'_m$  – максимальная площадь сечения груза на ленте конвейера с пятироликовой опорой, м<sup>2</sup>;  $h_1, h_2$  – высота слоя груза на верхних и нижних боковых роликах соответственно, м.

Из рис. 2 имеем

$$h_1 = l_1 \sin \beta_1, \quad h_2 = l_2 \sin \beta_2. \quad (15)$$

На основании полученных зависимостей поставим задачу определения оптимальных параметров лотка конвейера с лентой глубокой желобчатости.

В этой задаче при определении оптимальных параметров желоба конвейера с лентой глубокой желобчатости ( $\beta > 30^\circ$ ) критерием эффективности является максимальная погонная нагрузка  $q_m$ , а ограничением является коэффициент сопротивления  $k_c$ .

То есть, необходимо найти оптимальные значения параметров желоба, при которых

$$q_m \rightarrow \max \text{ при } k_c < k_c^*, \quad (16)$$

где  $k_c^*$  – заданное предельное значение  $k_c$ .

Для примера рассмотрим задачу выбора оптимальных параметров лотка ленты конвейера с трехроликowymi и пятироликowymi опорами.

Для конвейера с трехроликовой опорой за варьируемый параметр примем длину среднего ролика  $l_c$  и угол наклона боковых роликов  $\beta$  (см. рис. 1.).

В этом случае задача определения оптимального размера лотка формулируется так: найти значения параметров лотка  $l_c$  и  $\beta$ , при которых погонная нагрузка  $q_m$  принимала бы максимальное значение, при этом должно выполняться ограничение на сопротивление движению ленты  $k_c$ .

Это значит: определить  $l_c$  и  $\beta$ , при которых  $q_m \rightarrow \max$  и при этом выполняется ограничение  $k_c < k_c^*$  и условия

$$b = l_c + 2l_1, \quad (17)$$

где  $b = 0,9B - 0,05$ .

Обычно для ленточных конвейеров, работающих в условиях угольных шахт, ограничением на сопротивление ленты является нормированная величина, равная  $k_c^* = 0,04$ .

Для решения поставленной задачи оптимизации применим метод зондирования [4]. Для этого область варьируемых параметров  $0 \leq l_c < b$  и  $0 \leq \beta \leq 90^\circ$  разобьем на 25 прямоугольников, полученных пересечением прямых линий, параллельных осям координат  $l_c$  и  $\beta$  (рис. 3).

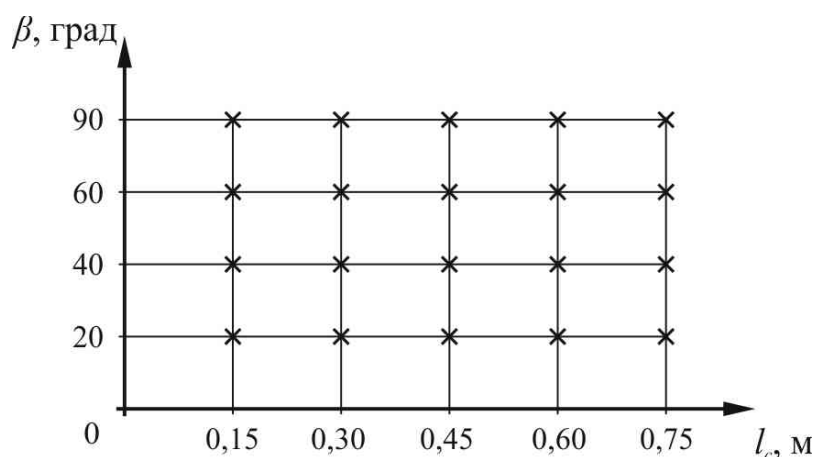


Рисунок 3 – Прямоугольная область варьируемых параметров

Пробные точки выбираем в левом верхнем узле каждого прямоугольника.

На рисунке эти точки обозначены крестиком. При этом параметры конвейера,

ленты и свойства груза принимали значения:  $S_n = 20000 \text{ Н}$ ;  $f=0,7$ ;  $l_c = 0,256 \text{ м}$ ;  $\varphi_\delta = 20^\circ$ ;  $r = 0,06 \text{ м}$ ;  $l_p = 1 \text{ м}$ ;  $B = 1 \text{ м}$ ;  $V_n = 1 \text{ м/с}$ ;  $D_1 = 16 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ ,  $\gamma = 10000 \text{ Н/м}^3$ .

По полученным значениям координат  $(l_c; \beta)$ , согласно формул (1) с учетом (5), (7), определяем значения критерия  $k_c$  и  $q_m$ . В результате получим таблицу 1 значений критерия  $k_c$ , расположенных в порядке возрастания  $q_m$ .

Таблица 1 – Значения критериев  $k_c$  и  $q_m$  для трехроlikовой опоры

$q_m$ , Н/м	590,622	626,158	748,012	836,877	861,003	881,99	898,506	928,128	1010,26			
$k_c$	0,4424	0	0,0003	0,002	0,009	0,005	0,002	0,2731	0,0053			
$q_m$ , Н/м	1063,32	1083,26	1083,94	1085,69	1117,52	1157,49	1204,86	1248,19	1303,15	1318,93	1329,63	1328,25
$k_c$	0,0564	0,010	0,0140	0,1444	0,0164	0,035	0,2744	0,036	0,089	0,1694	0,068	0,11028

Выбираем из таблицы 1 все значения  $q_m$ , при которых  $k_c < k_c^* = 0,04$ .

В результате получим максимальное значение погонной нагрузки  $q_{m(\max)} = 1248,19 \text{ Н/м}$  при  $k_c = 0,036$ , которому соответствует лоток с параметрами  $l_c = 0,45 \text{ м}$  и  $\beta = 40^\circ$  (рис. 4.).

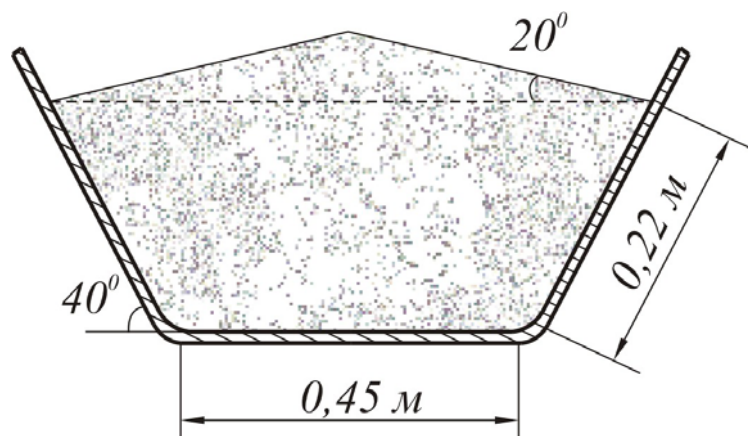


Рисунок 4 – Оптимальные сечения желоба ленты конвейера с трехроlikовой опорой

По аналогии для конвейера с трехроlikовыми опорами, получим оптимальные размеры лотка ленты для конвейера с пятироlikовыми опорами (рис. 5). В этом случае варьируемыми параметрами являлись углы наклона боковых верхних и нижних роликков  $\beta_1$  и  $\beta_2$  соответственно.

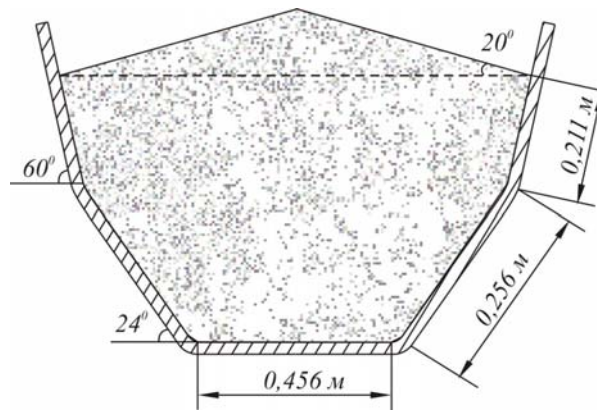


Рисунок 5 – Оптимальные сечения желоба ленты конвейера с пятироликовой опорой

Решая поставленную задачу оптимизации тем же методом зондирования области варьируемых параметров, определим  $k_c$  и  $q'_m$  согласно формул (9)–(12) и (14), (15). Результаты заносим в таблицу 2 и по ней находим оптимальные значения параметров  $\beta_1$  и  $\beta_2$  соответственно.

При этом параметры конвейерной ленты и роликов принимали значения:  $S_n = 20000$  Н;  $f = 0,7$ ;  $l_c = 0,456$  м;  $l_2 = 0,256$  м;  $\varphi_\delta = 20^\circ$ ;  $r = 0,06$  м;  $l_p = 1$  м;  $B = 1,6$  м;  $V = 1$  м/с;  $D_1 = 16$  Н/м<sup>3</sup>,  $\gamma = 10000$  Н/м<sup>3</sup>.

Таблица 2 – Значения критериев  $k_c$  и  $q_m$  для пятироликовой опоры

$q_m$ , Н/м	2669,98	2717,33	2894,95	2900,06	2941,92	3027,32	3041,76	3073,53	3121,92
$k_c$	0,00351	0,00356	0,007527	0,0046	0,007511	0,0579	0,007	0,0571	0,0083
$q_m$ , Н/м	3137,61	3176,05	3222,5	3247,94	3259,13	3285,46	3331,51	3348,79	3375,93
$k_c$	0,0130	0,184	0,0182	0,05526	0,0109	0,0405	0,0401	0,0158	0,0560
$q_m$ , Н/м	3398,67	3452,91	3504,77	3529,55	3610,51	3630,85	3705,2		
$k_c$	0,0184	0,0598	0,0392	0,020	0,0249	0,0405	0,0444		

Для конвейера с пятироликовой опорой и лентой глубокой желобчатости оптимальные углы боковых роликов лотка ленты принимали значения  $\beta_1 = 24^\circ$  и  $\beta_2 = 60^\circ$ , при этом  $q_{m(\max)} = 3610,5$  Н/м при  $k_c = 0,025$  (см. рис. 5).

### Выводы

Поставлена задача оптимального проектирования параметров лотка конвейера с лентой глубокой желобчатости, которая свелась к однокритериальной задаче. При этом за критерий эффективности принималось максимальная производительность конвейера, а ограничением являлось предельное значение сопротивления движению ленты с грузом по роликоопорам ленточного конвейера.

Задача решалась методом зондирования варьируемых параметров. При этом



установлено:

– оптимальные углы наклона боковых роликов ленточных конвейеров с глубокожелобчатой лентой, обеспечивающие максимальную производительность конвейера, принимают значения  $\beta = 40^\circ$  для трехроlikовой опоры и  $\beta_1 = 24^\circ$  и  $\beta_2 = 40^\circ$  для пятироlikовой опоры.

– для конвейеров с трехроlikовой и пятироlikовой опорами оптимальные углы наклона боковых роликов с лентой глубокой желобчатости в два раза больше оптимальных углов боковых роликов для конвейера с лентой обыкновенного конвейера.

---

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шахмейстер, Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
2. Кирия, Р. В. Математическая модель взаимодействия ленты и груза с роlikоопорами конвейера с лентой глубокой желобчатости / Р. В. Кирия, Н. Г. Ларионов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2012 – Вып. 103. – С. 119–126.
3. Максютенко, В. Ю. Исследование влияния параметров конвейера на коэффициент сопротивления движению ленты и груза по роlikоопорам конвейера с лентой глубокой желобчатости / В. Ю. Максютенко, Р. В. Кирия, Н. Г. Ларионов // Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2012 – Вып. 107. – С. 264–273.
4. Статников, Р.Б. Многокритериальное проектирование машин / Р.Б. Статников, И.Б. Матус. – М.: Знание, 1986 – 48 с.

#### REFERENCES

1. Shachmeister, L. and Dmitriev, V., (1987), *Teoriya i raschet lentochnykh konveerov* [The theory and practice using belt conveyors], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
2. Kiriya, R.V. and Larionov N.G. (2012), “Mathematical model of the interaction with the belt and load with conveyor belt deep trough”, *Geo-Technical Mechanics*, no. 103, pp. 119-126
3. Maksutenko, V.U., Kiriya, R.V. and Larionov, N.G. CResearch of parameters for conveyor factor resistance bands and load on ribbon conveyors with roller deep grooved”, *Geo-Technical Mechanics*, no. 107, pp. 264-273
4. Statnikov R., (1986), *Mnogokriterialnoye proektirovaniye mashin* [Multicriterial mashin design] ], Znanie, Moscow, SU.

---

#### Об авторах

**Кирия Руслан Виссарионович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, вр.и.о. заведующего отдела физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, [kiriya\\_igtm@ukr.net](mailto:kiriya_igtm@ukr.net)

**Ларионов Николай Григорьевич**, аспирант, инженер в отделе физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, [lariosnick@rambler.ru](mailto:lariosnick@rambler.ru)

#### About the authors

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

**Larionov Nikolay Grigorevich**, Doctoral Student, Engineer in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, [lariosnick@rambler.ru](mailto:lariosnick@rambler.ru)

---

**Анотація.** З теорії розрахунку стрічкових конвейерів відомо, що при збільшенні кута нахилу бічних роликів збільшується продуктивність конвейера. При цьому збільшується опір руху стрічки по роlikоопорам конвейера. У зв'язку з цим виникає задача визначення опти-

мальних параметрів жолоба стрічки конвейєра, при яких погонне навантаження було б максимальним. В статті на підставі встановленої залежності величини сили опору руху стрічки по роликкоопорам стрічкового конвейєра із стрічкою глибокої жолобчатості від параметрів лотка стрічки і властивостей вантажу поставлена і вирішена задача оптимального проектування ставу конвейєра з трьохроликівими і п'ятироликівими опорами. При цьому за критерій ефективності приймалося максимальне погонне навантаження, а обмеженням був коефіцієнт опору руху стрічки по роликкоопорам конвейєра від деформації вантажу. Варійованими параметрами в цій задачі оптимізації були кути нахилу бічних роликів і ширина дна лотка стрічки конвейєра. Задача розв'язувалася методом зондування варійованих параметрів. При цьому для кожного значення варійованих параметрів визначалося максимальне погонне навантаження і відповідно коефіцієнт опору руху стрічки по роликкоопорам стрічкового конвейєра від деформації вантажу, які заносилися в таблицю. Потім з цієї таблиці визначалося найбільше значення погонного навантаження і відповідно мінімальний коефіцієнт опору руху стрічки від деформації вантажу. На підставі досліджень встановлено, що оптимальні кути нахилу бічних роликів стрічкових конвейєрів із стрічкою глибокої жолобчатості, що забезпечують максимальну продуктивність конвейєра, приймають значення:  $40^\circ$  для трьохроликової опори і  $24^\circ$ ,  $40^\circ$  – для п'ятироликової опори. Крім того, для конвейєрів з трьохроликівими і п'ятироликівими опорами оптимальний нахил бічних роликів із стрічкою глибокої жолобчатості в два рази більше оптимальних кутів нахилу бічних роликів для звичних конвейєрів.

**Ключові слова:** конвейєр із стрічкою глибокої жолобчатості, роликкоопори, критерій ефективності, опір руху, оптимальні параметри.

**Abstract.** From the design theory, it is known that the more is inclination of the side roller the higher is a conveyor output and the more is resistance of the belt motion on the carrying rollers. Thus, a task is to determine optimal parameters for the conveyor belt troughs ensuring maximal linear load.

In this article, basing on the established dependence between resistance force of the belt motion in the conveyor with deep belt fluting and tray parameters and weight properties a problem of optimal design of the conveyor line with three- and five-roller supports is set and solved.

Maximal linear load was assumed as an efficiency criterion, and a coefficient of resistance of the belt motion on the carrying rollers induced by the weight deformation was assumed as restriction factor. Such parameters as angle of the side rollers inclination and width of the tray bottom were assumed as variables.

The problem was solved by probing the variables. For each variable parameter a maximal linear load and, correspondingly, a coefficient of resistance of the belt motion on the carrying rollers induced by the weight deformation were determined and registered in a table. Further, a maximal value of the linear load and, correspondingly, a minimal coefficient of resistance of the belt motion induced by the weight deformation were chosen from this table.

The findings shows that optimal inclination of the side rollers in the conveyors with the deep fluting which ensures maximal output for the conveyor is:  $40^\circ$  for the three- and  $24^\circ$ ,  $40^\circ$  for the five-roller supports.

Besides, optimal inclination of the side rollers in the conveyors with the deep fluting and three- and five-roller supports is as much as twice of the optimal inclination of the side rollers in the conventional conveyors.

**Keywords:** conveyors with the deep fluting of the belt, carrying roller, efficiency criterion, resistance of the belt motion, optimal parameters.

*Стаття поступила в редакцію 20.01. 2014*

*Рекомендовано к печати д-ром техн. наук А.П. Круковским*

УДК 622.839.44.001.57:691.32:532:533

**S.I. Skipochka**, D.Sc. (Tech.), Professor  
**V.V. Krukovskaya**, D.Sc. (Tech.), Senior Researcher  
(IGTM NAS of Ukraine),  
**S.D. Grebenyuk**, Ph.D. (Tech.), Engineer  
(JSC «Donetskstal»)

## **SIMULATION OF THE SOIL WASHING-OUT AND CAVITATION OUTSIDE THE CONCRETE CASING IN THE PROCESS OF SPILLWAY OPERATION**

**С.І. Скіпочка**, д-р техн. наук, проф.  
**В.В. Круковська**, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.  
(ІГТМ НАН України)  
**С.Д. Гребенюк**, канд. техн. наук, інженер  
(ЗАТ «Донецьксталь»)

## **МОДЕЛЮВАННЯ ВИМИВАННЯ ПОРОЖНИН В ҐРУНТІ ПОЗА БЕТОННОЮ ОБОЛОНКОЮ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ШАХТНОГО ВОДОСКИДУ**

**С.И. Скипочка**, д-р техн. наук, проф.  
**В.В. Круковская**, д-р техн. наук, ст. науч. сотр.  
(ИГТМ НАН Украины)  
**С.Д. Гребенюк**, канд. техн. наук, инженер  
(ЗАО «Донецксталь»)

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫМЫВАНИЯ ПОЛОСТЕЙ В ГРУНТЕ ЗА БЕТОННОЙ ОБОЛОЧКОЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНОГО ВОДОСБРОСА**

**Abstract.** Chemical and mechanical processes of the buried concrete elements breakage, water filtration through the damaged concrete into enclosing soil, and cave formation due to the soil washing-out were studied with the help of computer simulation. The authors created several mathematical models which describe: moisture diffusive transfer in the porous structure of concrete with taking into account water participation in the chemical reactions; changes in the stress state of the buried concrete constructions and strength retrogression caused by high humidity and corrosive medium; and water filtration through the damaged concrete into enclosing soil. The models adequacy was verified by a set of full-scale experiments. The data obtained by the calculations were successfully applied during reconstruction of hydraulic objects in the mine Colliery Group «Pokrovskoye».

**Keywords:** simulation, finite elements method, water transfer inside the concrete construction, concrete permeability, stress state, water filtration, soil washing-out and cavity formation.

State of reinforced-concrete constructions is of great importance for providing a long safety operation of hydrotechnical objects as the state deterioration could cause a number of emergency consequences including those of ecological nature.

The Colliery Group «Pokrovskoye» has a branched infrastructure including a culvert complex. The culvert consists mainly of the spillways with two buried pipes of round section with 2.0 m diameter that are rated for long-term exploitation. Because