

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНЫХ ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ ПУНКТОВ С ГРАВИТАЦИОННЫМ ДВИЖЕНИЕМ ГОРНОЙ МАССЫ**

**Аннотация:** Специалистами Уральского государственного горного университета обобщен опыт эксплуатации и методики расчета перегрузочных пунктов (ПП) карьерного конвейерного транспорта, а также подготовлен цикл статей, ориентированных на ознакомление специалистов конструкторских и проектных организаций с основными положениями в направлении совершенствования конвейерных систем и комплексов циклично-поточной технологии в карьерах. В комплексах конвейеров применяются различные технические решения перегрузочных пунктов. Они выполняются в следующих вариациях: в виде неподвижных или переносных устройств с различным профилем рабочей поверхности; с гравитационным или принудительным движением горной массы; стационарного, передвижного и самоходного типа. В статье рассматриваются стационарные перегрузочные пункты с гравитационным движением горной массы по рабочему органу. Выполнен анализ известных конструкций ПС, проведены исследования и по критерию минимального расхода материала выявлено рациональное сечение желоба, определена рациональная траектория наклона профиля по высоте, приведена методика расчета параметров.

**Ключевые слова:** конвейер, горная масса, желоб, воронка, производительность, площадь сечения, уравнение движения, скорость потока, угол наклона, форма желоба.

**Информация о статье:** принята 01 августа 2019 г.  
DOI: 10.26730/1816-4528-2019-3-43-49

**Конструкции перегрузочных пунктов**

Для приема горной массы от погрузочных средств непрерывного действия, а также при передаче горной массы (ГМ) с одного конвейера на другой предназначены стационарные или передвижные перегрузочные пункты (ПП) [1-3].

При проектировании новых ПП должны учитываться требования к выполняемым функциям: обеспечение заданной траектории грузопотока; аккумуляция определенной порции материала при внезапном отключении принимающего конвейера; снижение динамических нагрузок на ленту и выравнивание скорости поступления ГМ со скоростью движения ленты.

По движению потока ГМ все устройства могут быть разделены на устройства с гравитационным, полупринудительным и принудительным движением.

Наиболее простыми по конструкции ПП являются переставные устройства или воронки, предназначенные для загрузки рыхлых или полускальных пород. Для расширения области применения разработано несколько конструкций [4].

В работе [5] приведено переставное устройство с полупринудительным движением материала, включающее воронку со встроенным консольным криволинейным грохотом (рис. 1). Оно включает колосники 1, свободно насаженные на неподвижную ось 2, установленную на опорной раме 7. Колосники

имеют Т-образную форму и выполнены как балки равного сопротивления. Они опираются на пружину 4 с ограничителем хода 3. При падении на них материала колосники совершают колебания, способствуют прохождению материала и очистке грохота. Материал с барабана падает на приемную плиту 6, встроенную в загрузочную воронку 5, опирающуюся вместе с бортами 8 на металлоконструкцию конвейера. Загрузочные воронки с криволинейным грохотом позволяют принимать дробленые скальные породы и руды.

При изменении скорости ленты передающего конвейера изменяется траектория ГМ, нарушается работа ПП. Для вывода на рациональный режим работы в [6] предлагается устройство смещения лотка и приемной плиты.

Загрузочные устройства и воронки переносного типа могут быть созданы и с принудительным движением материала. Так, в [7] предложена конструкция с криволинейным лотком, с упругими элементами и вибратором с направленными колебаниями и с днищем специальной зубообразной формы поперечного сечения с разновысокой высотой выступа и впадины. Сечение лотка подбирается таким образом, чтобы мелкие фракции материала в момент падения размещались во впадинах лотка, а крупные фракции ложились на вершины выступов. Осуществляется принцип разделения материала. Под действием силы тяжести и направленных колебаний

вибратора мелкие фракции скользят вдоль впадин, постепенно приподнимаются относительно выступов и как бы принимают на себя крупные фракции. На выходе с лотка крупные куски, лежащие поверх слоя мелочи, безударно укладываются на ленту конвейера.

#### Выбор и расчет основных параметров перегрузочных пунктов

К основным параметрам гравитационных ПП конвейерного транспорта относятся:  $Q$  – производительность, т/ч;  $F$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;  $\beta$  – угол наклона рабочей поверхности, град;  $V$  – скорость транспортирования горной массы (ГМ), м/с; форма продольного профиля рабочей поверхности и др.

Требуемое поперечное сечение определяется по заданной производительности наклонного желоба:

$$F = \frac{Q}{3600 \psi \gamma_n V}$$

где  $\psi$  – коэффициент заполнения поперечного сечения лотка;  $\gamma_n$  – насыпная плотность ГМ.

Рассмотрим несколько форм поперечных сечений устройства (рис. 2). Для анализа влияния профиля принято, что длина линии  $l$ , образующей поперечное сечение, и ширина его  $B$ , для всех форм одинаковы.

Для треугольной формы поперечного сечения (рис. 2, а) ширина рабочей поверхности  $B_1 = l \cos \alpha$ , а площадь поперечного сечения  $F_1$  определяется по формуле:

$$F_1 = 0,25 l^2 \cos \alpha \sin \alpha. \quad (1)$$

Наибольшее значение площади достигается при  $\alpha = \pi/4$ .

Для трапецидальной формы поперечного сечения лотка (рис. 2, б) обозначим  $K = l_1/l$  – отношение стороны трапеции к общей длине контура, тогда площадь потока выражается как функция двух переменных  $\alpha$  и  $K$ :

$$F_2 = K l^2 \sin \alpha (K \cos \alpha + 1 - 2K), \quad (2)$$

Определены значения  $\alpha$  и  $K$ , обеспечивающие наибольшее значение площади:  $\alpha = \pi/3$ ,  $K = 1/3$

Для определения оптимальной площади поперечного сечения образованной кривой (дуга

окружности, эллипс) решалась вариационная задача на условный экстремум [11]. Рассматривалась форма в виде кругового сегмента с радиусом  $R$  и центральным углом  $\beta$  в радианах, площадь которого выражается формулой (рис. 2, в):

$$F_3 = \frac{R}{2} \left( l - R \sin \frac{l}{R} \right), \quad \frac{l}{R} = \beta. \quad (3)$$

Для определения радиуса сегмента, при котором площадь будет иметь наибольшее значение, первую производную от  $F_3$  по  $R$  приравняем к нулю:

$$\frac{dF_3}{dR} = \frac{1}{2} \left( l - 2R \sin \frac{l}{R} + l \cos \frac{l}{R} \right) = 0$$

или, преобразовывая,

$$\cos \frac{l}{2R} \left( l \cos \frac{l}{2R} - 2R \sin \frac{l}{2R} \right) = 0. \quad (4)$$

Приравнявая  $\cos l/2R$  к нулю, получаем наименьший корень уравнения (4)  $R = l/\pi$  или  $\beta = 180^\circ$ .

Результаты расчета по (1), (2), (3) оптимальных параметров приведены в табл. 1.

Из табл. 1 следует, что с увеличением ширины  $B$ , а следовательно, и длины заготовки площадь сечения грузопотока полукруглого лотка выше на 13 и 30 % по сравнению с трапецидальными и треугольными лотками. К подобному же выводу пришел и чешский ученый Р. Квапил, исследуя пропускную способность устройств для крупнокускового материала.

Таким образом, форму поперечного сечения лотка целесообразно применять преимущественно полукруглую, при ней поток материала также оказывается более плавным, и угол наклона может быть допущен меньшим, нежели при прямоугольной форме.

Размеры сечения лотка также учитывают крупность кусков материала (табл. 2) [9].

Производительность напрямую зависит от скорости движения ГМ. Рассмотрим условия движения ГМ под действием силы тяжести. Каждое устройство в общем случае можно представить как некоторую плоскость, наклоненную под углом  $\beta$  к горизонту (рис. 3).

Уравнение движения куска в направлении оси  $x$  имеет вид:

Таблица 1. Значения площадей грузопотока  $F_i$ , м<sup>2</sup>

Форма спускного желоба	Площадь сечения, м <sup>2</sup>		
	$l=1,6$ м	$l=2,4$ м	$l=3,0$
Треугольная, $\alpha = 45^\circ$	0,314	0,720	1,10
Трапецидальная, $\alpha = 60^\circ$ , $K = 1/3$	0,366	0,830	1,30
Полукруглая, $\beta = 180^\circ$	0,406	0,940	1,48

Таблица 2. Параметры прямых и круглых желобов

Максимальный размер кусков материала, мм	Минимальная ширина лотка, мм ( $B$ )	Высота бортов, мм ( $C$ )	
		закрытого лотка	открытого лотка
25	200	150	100
40	300	200	150
65	400	250	200
100	500	300	200
150	600	350	250
250	800	450	300
400	1000	600	400

Таблица 3. Наименьшие допустимые углы наклона стальных лотков

Наименование материалов	Угол наклона, град.	Наименование материалов	Угол наклона, град.
Гравий	32	Песок	35
Известняк	35	Уголь	23
Каменная соль	40	Антрацит	25÷30
Кокс	29	Шлак доменный	38

Таблица 4. Нормальные углы наклона лотков для газового угля

Размеры кусков угля, мм	Рядовой	> 100	100 – 0	100 – 50	50 – 25	25 – 13	13 – 0
Угол наклона лотков, град	25 – 30	20 – 23	32 – 37	22 – 25	22 – 25	25 – 30	35 – 40

Таблица 5. Значения коэффициентов трения [9]

Транспортируемый материал	По выработке		По деревянному настилу		По металлу	
	$f_0$	$f$	$f_0$	$f$	$f_0$	$f$
Рядовой уголь	0,95	0,6	0,9	0,5	0,7	0,35
Антрацит	0,95	0,6	0,9	0,5	0,84	0,35
Бурый уголь	0,98	0,6	0,9	0,7	0,9	0,6
Порода (известняк)	1,2	1,1	1,1	0,8	1,0	0,65
Руда (железная)	1,4	1,3	1,3	0,8	1,1	0,7

$$mg(\sin \beta - f \cos \beta) = m \frac{dv}{dt} \quad (5)$$

где  $f$  – коэффициент трения куска горной массы о плоскость,  $dv/dt$  – ускорение движения куска.

Очевидно, что если  $\sin \beta < f \cos \beta$ , то  $dv/dt < 0$ , то движение куска проходит замедленно с последующей остановкой, и для перемещения куска необходимо приложить внешнюю силу. При  $\sin \beta > f \cos \beta$  и  $dv/dt > 0$  движение куска ускоренное, а при значении  $\sin \beta = f \cos \beta$  движение куска будет проходить с постоянной скоростью. Если в формулу (5) подставить  $f = f_0$  ( $f_0$  – коэффициент трения в покое), то можно определить тот минимальный угол  $\beta_{min}$ , при котором кусок, положенный на плоскость, начинает скользить по ней без приложения внешней силы. Угол  $\beta_{min}$  называют углом равновесия, при котором возможен гравитационный транспорт.

Величина минимально допускаемых углов наклона стального лотка для некоторых материалов по данным проф. Б. А. Кузнецова приведена в табл. 3.

Для большинства транспортируемых материалов рекомендуется принимать угол наклона лотка не менее 35–40° в целях обеспечения надежности в работе.

Влияние гранулометрического состава материала. Чем больший процент мелочи содержится в рядовом материале, тем большим должен быть угол наклона лотка к горизонту. Для примера в табл. 4 приведены нормальные углы наклона желобов для газового угля.

Состояние материала и поверхности скольжения оказывают влияние на движение. При увеличенной влажности ГМ потребный угол наклона увеличивается. При большой толщине слоя ГМ на стальном лотке углы наклона уменьшаются.

Коэффициент трения. Значения коэффициентов трения зависят от физико-механических свойств

горной массы, формы и массы кусков, влажности и других факторов (табл. 5).

При расчете параметров гравитационных ПП учитывают скорость выхода ГМ с лотка на конвейерную ленту. При существенно отличающихся скоростях куска ГМ и ленты будет повышенный износ.

Представим уравнение (5) при условии  $tg \beta > f$  в виде:

$$\frac{dv}{dt} = g(\sin \beta - f \cos \beta) \quad \text{или} \quad dV = g(\sin \beta - f \cos \beta) dt.$$

В результате интегрирования по  $t$  получим:

$$V = g(\sin \beta - f \cos \beta)t + V_0. \quad (6)$$

где  $V_0$  – начальная скорость движения ГМ при входе на лоток.

Используя обозначение расстояния  $S$  (5) можно представить данные в виде

$$dS = [V_0 + g(\sin \beta - f \cos \beta) t] dt.$$

После интегрирования по  $t$  и подстановки начальных условий  $t = 0$ ,  $S = 0$  получаем выражение для расчета расстояния, пройденного грузом по наклонной плоскости за время  $t$ :

$$S = V_0 t + \frac{1}{2} g(\sin \beta - f \cos \beta) t^2.$$

При равномерно ускоренном движении куска время движения его по желобу длиной  $S$ :

$$t = \frac{S}{V_{cp}} = \frac{2S}{V_0 + V}. \quad (7)$$

Подставляя значение  $t$  (7) в уравнение (6) и помня, что  $h = S \sin \beta$  (см. рис. 3), получим формулу для расчета конечной скорости движения горной массы под действием силы тяжести, которая в литературе обозначена как формула А. О. Спиваковского:

$$V = \sqrt{V_0^2 + 2gh(1 - f \operatorname{ctg} \beta)}. \quad (8)$$

Угол наклона плоскости, необходимый для достижения конечной скорости  $V$ , определяется из уравнения:



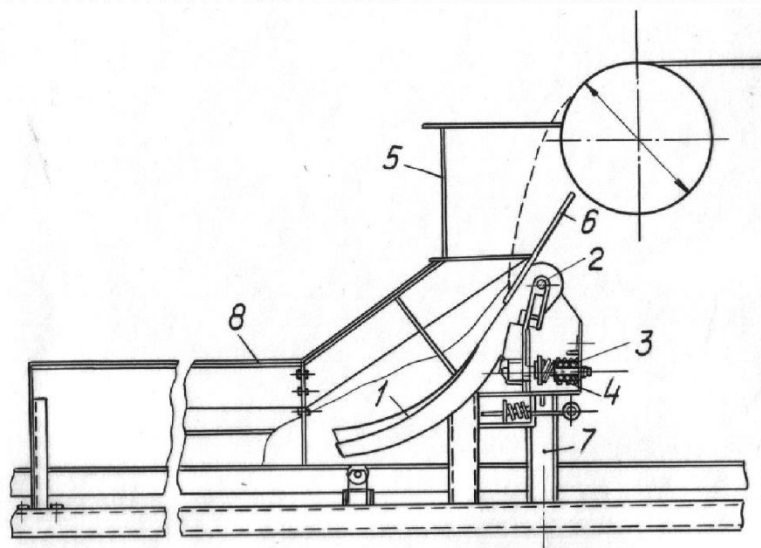


Рис. 1. Конструкция переставного перегрузочного устройства с криволинейным грохотом (обозначения в тексте)

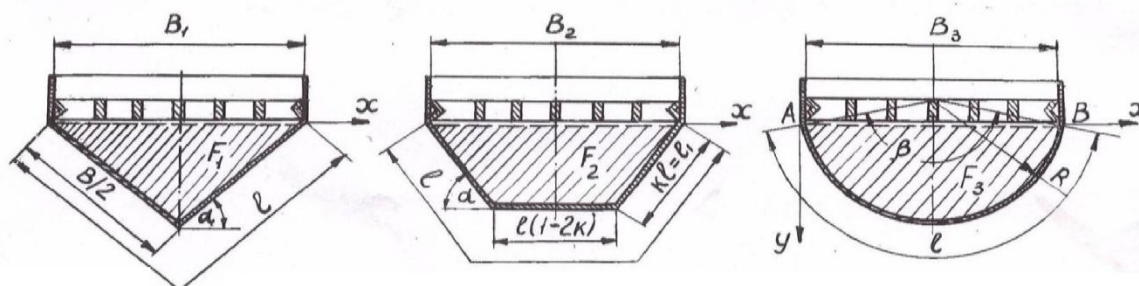


Рис. 2. К определению рациональной формы поперечного сечения рабочего органа перегрузочного пункта: а – треугольное сечение; б – трапецидальное; в – полукруглое

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2ghf}{2gh - V^2 + V_0^2}.$$

Разность уровней  $h$ , при которой скорость движения груза достигнет величины  $V$ , рассчитывается по выражению:

$$h = \frac{(V^2 - V_0^2) \sin \beta}{2g(\sin \beta - f \cos \beta)} = \frac{(V^2 - V_0^2) \operatorname{tg} \beta}{2g(\operatorname{tg} \beta - f)}.$$

В работе [8] с учетом сопротивления бортов желоба уравнение движения ГМ описывается уравнением:

$$\sin \beta + \frac{V_0^2 - V^2}{2gS} - f_1 \cos \beta \left(1 + \frac{nh}{b}\right) = 0, \quad (9)$$

где  $b$  и  $h$  – ширина и средняя высота заполнения желоба;  $n$  – коэффициент бокового давления;  $f_1$  – коэффициент трения ГМ о боковые стенки желоба.

Решая уравнение (9) относительно  $V$ , можно определить конечную скорость ГМ при поступлении на конвейер, при наличии трения ГМ о борта устройства:

$$V = \sqrt{2gS \left[ \sin \beta - f_1 \cos \beta \left(1 + \frac{nh}{b}\right) \right] + V_0^2}.$$

Принимая в уравнении (9) приращение скорости равным нулю, можно получить выражение для расчета угла наклона желоба, при котором скорость движения ГМ остается постоянной:

$$\operatorname{tg} \beta = f_1 \left(1 + \frac{nh}{b}\right).$$

При движении по наклонным участкам лотка ГМ движется ускоренно и к моменту разгрузки

приобретает скорость, опасную для принимающих конвейерных лент. Изменяя продольный профиль перегрузочных устройств между конвейерами, можно регулировать скорости движения ГМ до приемлемых параметров. Профиль рассчитывается по требуемой скорости поступления куска на конвейерную ленту; желательно, чтобы скорость подачи ГМ на конвейер совпадала со скоростью ленты загружаемого конвейера. Профиль устройства может быть выполнен цилиндрическим, эллиптическим, прямолинейным из одного или двух участков.

Определим скорость перемещения ГМ по различным профилям рабочей поверхности ПП. Движение крупнокусковой ГМ по наклонной рабочей поверхности можно рассматривать как скольжение несвободных материальных частиц.

На рис. 4, а рассмотрено равновесие материальной частицы на прямолинейной рабочей поверхности. Уравнение движения записывается в виде формулы (5) при ускорении, равном нулю. При этом конечная скорость ГМ при падении ее на принимающую ленту определяется по формуле А. О. Спивковского (8) при  $V_0 = \sqrt{2gh \sin \alpha}$ .

При рабочей поверхности ПП, состоящей из двух прямолинейных участков, в соответствии с законом сохранения энергии можно записать

$$\frac{m(V^2 - V_0^2)}{2} = mgh - fmg(S_1 \cos \beta_1 + S_2 \cos \beta_2),$$

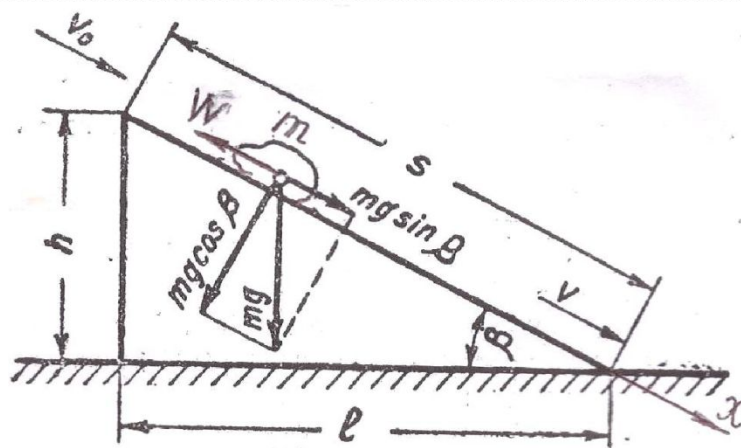


Рис. 3. Схема движения горной массы по наклонной плоскости

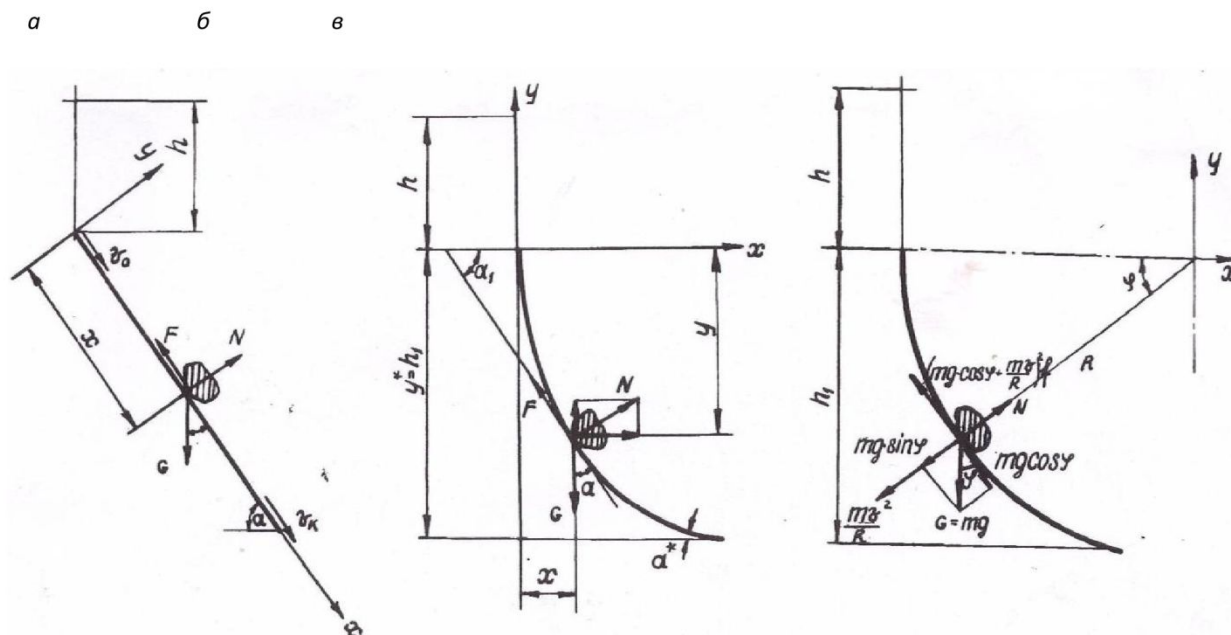


Рис. 4. Расчетные схемы к определению скорости движения горной массы: а – прямолинейная стенка; б – параболическая; в – цилиндрическая

где  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы наклона к горизонту отдельных участков;  $S_1$  и  $S_2$  – длины отдельных участков рабочего органа;  $V$  и  $V_0$  – конечная и начальная скорости движения ГМ.

Сумма  $S_1 \cos \beta_1 + S_2 \cos \beta_2$  составляет длину горизонтальной проекции  $l$  всей рабочей поверхности, м:

$$l = \frac{2gh + V_0^2 - V^2}{2gf} \quad (10)$$

Из уравнения (10) видно, что общая длина горизонтальной проекции составного гравитационного устройства не зависит от соотношения длин отдельных участков.

При составном гравитационном устройстве соотношения основных параметров выражаются уравнениями:

$$l = \frac{h_1}{\tan \beta_1} + \frac{h_2}{\tan \beta_2}; h = h_1 + h_2. \quad (11)$$

значение  $l$  в уравнении (11) определяется по уравнению (10).

Второй участок составного устройства является тормозящим. Для определения угла наклона необходимо задаться допустимой скоростью выхода ГМ на ленту принимающего конвейера  $V_{\text{доп}}$ . Угол наклона

тормозящего участка устройства определяется по уравнению:

$$\tan \beta_2 = \frac{h_2}{l - \frac{h_1}{\tan \beta_1}} = \frac{h_2 \tan \beta_1}{l \tan \beta_1 - h_1}.$$

Далее рассчитывается конечная скорость  $V_k$  на разгрузочном участке по уравнению (8) при условии  $V_0 = V_{\text{доп}}$ .

На рис. 4, б показана расчетная схема наклонной плоскости ПП параболического профиля. Дифференциальные уравнения относительного скольжения материала в проекциях на естественные оси координат в данной точке кривой:

$$m \frac{dV}{dt} = G \cos \alpha - F = G \cos \alpha - fN;$$

$$m \frac{V^2}{\delta} = N - G \sin \alpha, \quad (12)$$

где  $G$  – сила тяжести движущегося материала;  $N$  – нормальная реакция;  $F$  – сила трения;  $\delta$  – радиус кривизны приемной стенки;  $V$  – скорость скольжения материала.

Решение системы уравнений (12) приведено в работе [10]. Выражение для расчета конечной скорости ГМ имеет вид:



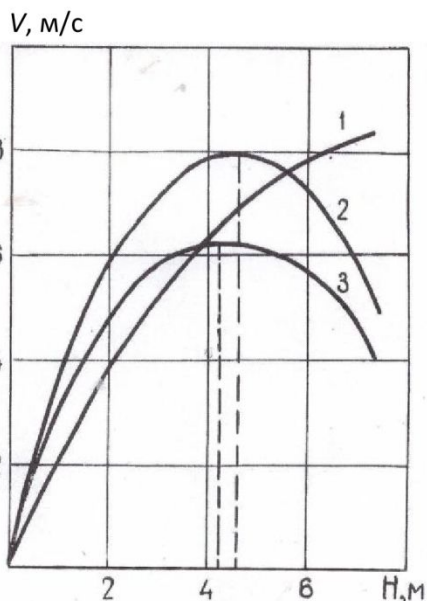


Рис. 5. Графики скорости движения ГМ по рабочей поверхности различного профиля при изменении высоты перегрузки:  
1 – прямолинейная; 2 – параболическая; 3 – цилиндрическая

$$V_k = \sqrt{2ghe^{-2\alpha f} + pg(tg\alpha - tg^2\alpha) + 1,5pe^{-2\alpha f}(K_1 - 2K_2)}$$

где  $K_1 = g \ln \frac{1+\alpha}{1-\alpha}$ ;  $K_2 = g \ln(1 - \alpha^2)$ ;  $p = h_1 tg \alpha$ .

Кинетическая энергия удара при входе ГМ на криволинейный профиль в этом случае практически равна нулю.

Рассмотрим профиль наклонной плоскости, выполненный по дуге окружности. Равновесие материальной частицы на поверхности описывается дифференциальными уравнениями в проекциях на естественные оси координат (рис. 4, в):

$$m \frac{dV}{dt} = G \cos \phi - F = G \cos \phi - fN;$$

$$m \frac{V^2}{R} = N - G \sin \phi,$$

где параметры  $\phi$ ,  $N$ ,  $R$  обозначены на рис. 4, в. Запишем выражение для расчета конечной скорости движения ГМ по цилиндрической поверхности:

$$V_k = \sqrt{\frac{2g}{1+4f^2}(e^{-2f\phi}K_3 + RK_4)},$$

где  $K_3 = h(1 + 4f^2) - 3Rf$ ;  $K_4 = 3f \cos \phi + \sin \phi (1 - 2f^2)$ .

На рис. 5 приведены результаты расчета при  $Q=2000$  т/ч. При параболическом профиле после достижения максимальной скорости происходит ее снижение, и достижение требуемой скорости может быть обеспечено намного проще. При прямолинейных наклонных поверхностях затрачивается большее время на движение, следовательно, на них сложнее получить требуемые конечные скорости.

Таким образом, наклонные рабочие поверхности ПП при прочих равных условиях выгодно изготавливать с параболическим или цилиндрическим профилем.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яковлев В.Л., Тарасов П.И., Журавлев А.Г. Новые специализированные виды транспорта для горных работ. – Екатеринбург: УрО РАН, 2011, 375 с.
2. Юдин А.В. Теория и технические решения транспортно-перегрузочных систем в карьерах. – Екатеринбург: Изд-во УГТУ, 2011. 507 с.
3. Симкин Б.А., Дихтяр А.А., Зиборов А.П. Комплексная механизация процессов циклично-поточной технологии на карьерах. М.: Недра, 1985. 195 с.
4. Полунин В.Т., Гуленко Г.Н., Фролов В.И. Совершенствование устройства для загрузки ленточных конвейеров средне- и крупнокусковой горной массы // Шахтный и карьерный транспорт. Вып. 2. М.: Недра, 1975.
5. Волотковский В.С., Нохрин Е.Г. Перегрузочный пункт ленточных конвейеров с консольным грохотом. // Горный журнал. 1974. № 9.
6. Юдин А.В. Загрузочное устройство для конвейеров: а. с. № 558830 // Бюллетень изобретений. № 19. 20.09.77.
7. Юдин А. В. Загрузочное устройство для конвейеров: а. с. № 501028 // Бюллетень изобретений. № 19. 20.09.77.
8. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. М.: Машиностроение, 1964. 251 с.
9. Алферов К.В. Бункеры, затворы, питатели. М, Л: 1946. 177 с.
10. Юдин А.В. К определению рациональной конструкции бункеров с вибрационными питателями-грохотами // Тр. ИГД Минчермета. Свердловск, 1980. Вып. 25. С. 150-156.
11. Эльсгольц Л.Э. Вариационное исчисление. М., Л., 1952. 236 с.

A.V. Yudin, Dr. Tech. Sciences, Professor, V.S. Shestakov, Cand. Tech. Sciences, Professor

Ural State Mining University, 620144, Russia, Yekaterinburg, ul. Kuybysheva, 30

#### JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF OPEN-PIT TRANSSHIPMENT POINTS WITH GRAVITATIONAL MOVEMENT OF BROKEN ROCK

**Abstract:** The transshipment system (PS) in the quarries is a link between the assembly and trunk transport. Experts of the Ural State Mining University summed up the operating experience, methods for calculating transshipment points (PP) of open pit conveyor transport and prepared a series of articles aimed at familiarizing design and engineering organizations with guidelines on improving conveyor systems and cyclical flow technology in open pits. In the complexes of conveyors, various technical solutions of transshipment points are applied. They are performed: in the form of fixed or portable devices with a different profile of the working surface; with gravitational or forced movement of the rock mass; stationary, movable and self-propelled type. The article discusses the stationary transshipment points with the gravitational movement of the rock mass on the working body. The analysis of known structures of the substation was carried out, studies were carried out and a rational section of the trough was identified according to the criterion of the minimum material consumption, a rational profile slope trajectory along the height was determined, and a method for calculating the parameters was given.

**Keywords:** conveyor, rock, chute, funnel, productivity, cross-sectional area, equation of motion, flow velocity, angle of inclination, shape of the chute.

**Article info:** received August 01, 2019

DOI: 10.26730/1816-4528-2019-3-43-49

#### REFERENCES

1. Yakovlev V.L., Tarasov P.I., Zhuravlev A.G. New specialized modes of transport for mining. - Ekaterinburg: Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, 2011, 375 p.
2. Yudin A.V. Theory and technical transport and handling systems in quarries. - Ekaterinburg: Publishing house of the USU, 2011, 507 p.
3. Simkin B.A., Dikhtyar A.A., Ziborov A.P. Integrated mechanization of the processes of cyclical flow technology in open pits. M.: Nedra, 1985. 195 p.
4. Polunin V.T., Gulenko G.N., Frolov V.I. Improving the device for loading belt conveyors of medium- and lumpy rock mass // Mine and quarry transport. Issue 2. M.: Nedra, 1975.
5. Volotkovsky V.S., Nokhrin E.G. A transshipment station for belt conveyors with a cantilever screen // Mining Journal. 1974. № 9.

6. Yudin A.V. Loading device for conveyors: a. with. № 558830 // Bulletin of inventions. No. 19. 09/20/07.
7. Yudin A.V. Loading device for conveyors: a. with. № 501028 // Bulletin of inventions. No. 19. 09/20/07.
8. Zenkov R.L. Mechanics of bulk cargo. M.: Mashinostroenie, 1964. 251 p.
9. Alferov K.V. Bunkers, closures, feeders. M, L: 1946. 177 p.
10. Yudin A.V. On the definition of rational design of bunkers with vibrating feeder-screens // Tr. Minchermet's iGD. Sverdlovsk, 1980. Vol. 25. pp. 150-156.
11. Elsgolts L.E. Variation calculus. M., L., 1952. 236 p..

#### Библиографическое описание статьи

Юдин А.В., Шестаков В.С. Обоснование параметров карьерных перегрузочных пунктов с гравитационным движением горной массы // Горное оборудование и электромеханика – 2019. – № 3 (143). – С. 43-49.

#### Reference to article

Suslov N.M., Chernukhin S.A., Suslov D.N. Features of the hydraulic drive of dragline walking mechanism. Mining Equipment and Electromechanics, 2019, no. 3 (143), pp. 43-49.