

УДК 621.867.2.003.13

К.К. Мулухов, З.Н. Беслекоева

**СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ
ПРИЖИМНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ КРУТОНАКЛОННОГО
ЛЕНТОЧНО-КОЛЕСНОГО КОНВЕЙЕРА
ДЛЯ КРУПНОКУСКОВЫХ ГРУЗОВ**

Проведен структурный и кинематический синтез механизма управления прижимными рычагами конвейера. Механизм управления состоит из конической передачи, пружины, ведущего поворотного рычага с роликами и плоской копирной направляющей. Механизм управления в данном случае представляет собой обращенный кулачковый механизм. На основании исследования этого механизма разработана методика расчета и проектирования основных элементов механизма управления прижимными рычагами. Внедрение предлагаемого конвейера может принести значительный экономический эффект, особенно при разработке глубоких карьеров за счет сокращения объемов горно-капитальных работ и исключения вторичного дробления пород и руд.

Ключевые слова: ленточно-колесный конвейер, механизм управления прижимными рычагами, кулачковый механизм.

С увеличением глубины разрабатываемых открытым способом месторождений проблема создания кругонаклонных конвейерных подъемников становится одной из наиболее актуальных в развитии горно-транспортного машиностроения.

В последние годы были предложены различные конструкции кругонаклонных ленточных конвейеров, основанные на использовании дополнительной прижимной ленты, прижимаемой к слою груза сверху катками, стационарно расположенным на участке подъема. Условием работоспособности таких конвейеров является наличие ровной верхней поверхности слоя груза. По этой причине они не нашли широкого распространения. Другим фактором, ограничивающим перспективы развития таких конвейеров, является необходимость вторичного дробления пород и руд в дорогостоящих передвижных или полустационарных дробильных агрегатах.

Ленточно-колесный конвейер для крупнокусковых горных грузов, предложенный проф. Спиваковским А.О., создает благоприятные возможности для использования прижимных устройств, установленных непосредственно на перемещающихся совместно с грузонесущей лентой ходовых опорах [1].

В настоящей работе рассматривается усовершенствованная конструкция кругонаклонного конвейерного подъемника, в котором роль дополнительных прижимных лент выполняют свободные от груза боковые участки самой грузонесущей ленты, а прижимные рычаги взаимодействуют с ними без креплений, образуя свободное нахлесточное соединение кромок над слоем груза. Такие изменения существенно упрощают конструкцию за счет исключения прижимных гофрированных лент и многочисленных креплений этих лент, как к ходовым опорам, так и к краям прижимных рычагов.

Кроме того, на холостой нижней ветви конвейера грузонесущая лента поддерживается теми же прижимными рычагами, что исключает необходимость в установке роликоопор на холостой ветви.

Устройство модифицированного кругонаклонного конвейера поясняется на рис. 1, а, б, в, г, д. Конвейер содержит грузонесущую ленту 1, огибающую концевые барабаны 2 и 3, опирающуюся на ходовые опоры 4 на верхней ветви и поддерживаемую прижимными рычагами 5 на нижней ветви. Прижимные рычаги 5 шарнирно установлены по краям ходовых опор 4, подпружинены относительно поворота и соединены с опорами посредством передаточных механизмов 22. Передаточный механизм может быть выполнен в виде конической передачи или пространственного шарнирно-стержневого механизма. Ходовые опоры 4 снабжены катками 8, перемещающимися по верхним 9 и нижним 10 ходовым направляющим. Опоры 4 соединены между собой замкнутыми тяговыми органами (цепи) 11, огибающими верхние приводные звездочки 12 и нижние натяжные 13. На передаточных механизмах 22 смонтированы ролики 24, взаимодействующие на концевых участках с копирными направляющими 15 и 16. При этом на верхней ветви копирные направляющие установлены с взаимным смещением относительно продольной оси конвейера.

На нижней ветви ленты 1 между головным разгрузочным барабаном 2 и приводными звездочками 12 расположена роликоопора обратной желобчатости 17 (рис. 1, а), а между натяжным барабаном 3 и натяжными звездочками 13 — отклоняющие барабаны 18. В пункте загрузки конвейера размещена амортизирующая роликоопора 19, а между головным

барабаном 2 и приводными звездочками 12 — переходная роликоопора 20. Между роликоопорой 19 и натяжными звездочками 12 установлен датчик аварийной перегрузки конвейера 21 (рис. 1, а). При необходимости использования на конвейере дозирующего устройства, оно может выполнять также функции датчика аварийной перегрузки конвейера.

Прижимные рычаги 5 установлены на выходном ведомом валу передаточного механизма 22, а на входном ведущем валу установлены поворотные рычаги 23 с роликами 24 (рис. 1, г, д). Валы соединены между собой посредством конической передачи 25, 26. Для прижатия рычагов 5 к слою груза через края ленты конвейера используется пружина кручения 27 (рис. 1, г, д).

Конвейер работает следующим образом. Загрузочное устройство подает груз на ленту 1. Загруженная лента после прохождения роликоопоры 19 поступает на ходовые опоры 4 с разведенными прижимными рычагами 5 (рис. 1, в). По мере прохождения роликами 14 копирных направляющих 16 на верхнем участке происходит поочередное сведение прижимных рычагов 5 до образования нахлесточного соединения боковых краев ленты над слоем груза. На верхнем концевом участке копирные направляющие 15 воздействуют на ролики 14, вызывая принудительное по очередное разведение прижимных рычагов 5 и освобождение ленты 1 с грузом. Лента 1 через переходную роликоопору 20 поступает на головной барабан 2, осуществляющий разгрузку конвейера. После огибания головного барабана 2 лента 1 проходит через роликоопору обратной желобчатости 17, после чего захватывается сверху прижимными рычагами 5, которые сводятся в процессе прохождения роликами 24 копирных направляющих 15.

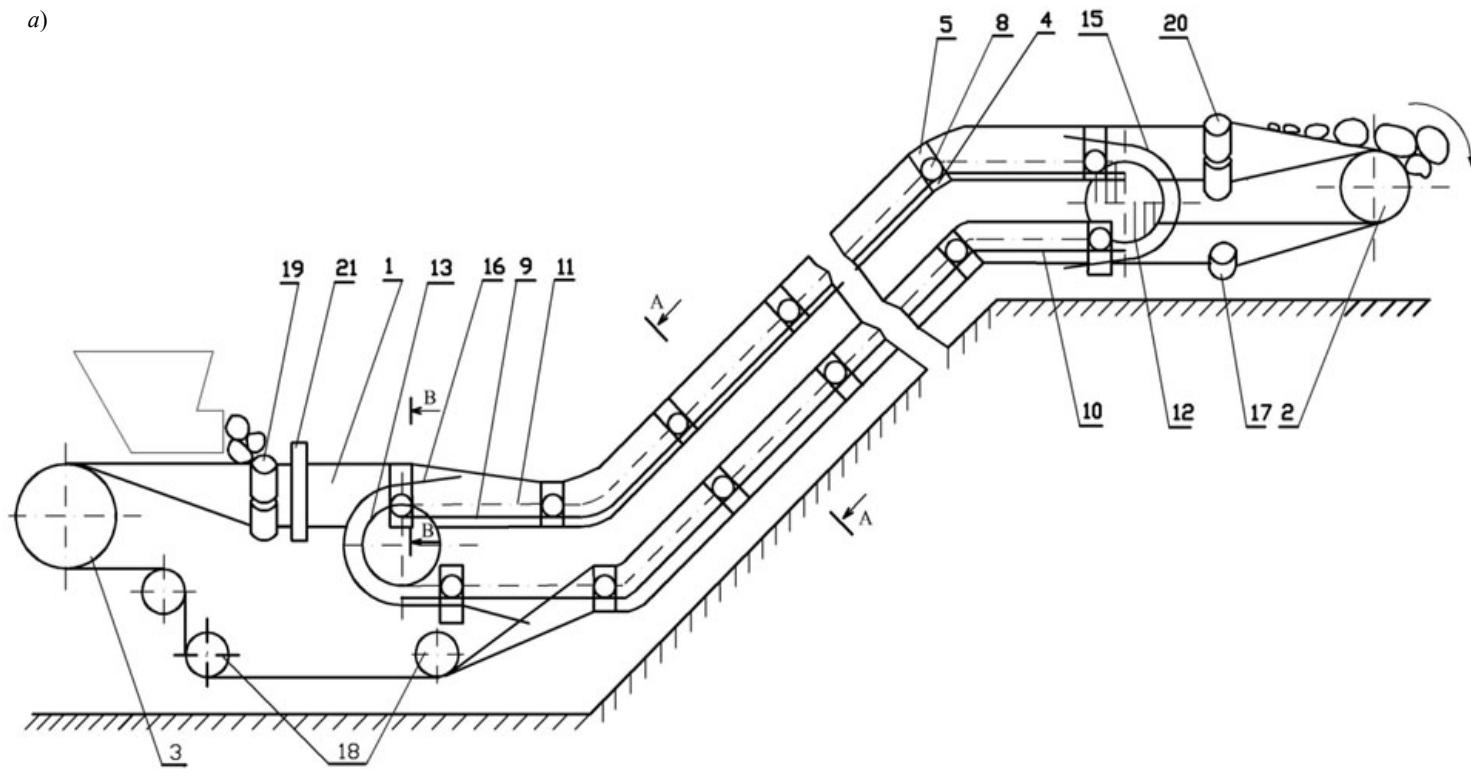
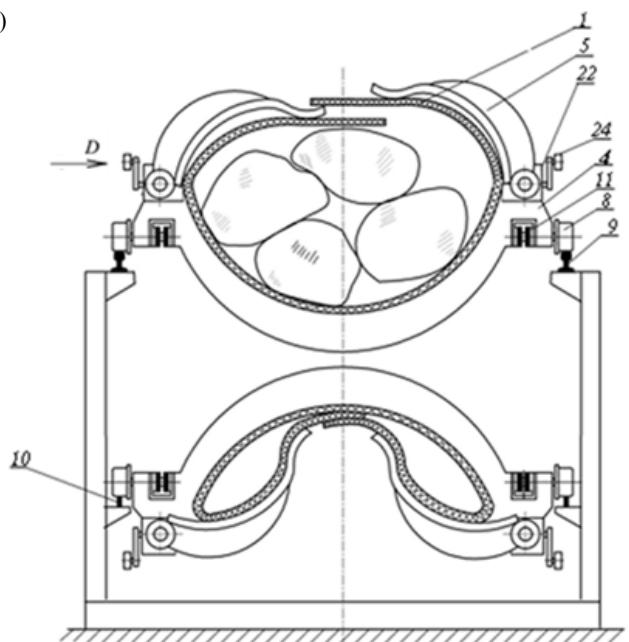


Рис. 1. Крутонаклонный ленточно-колесный конвейер для крупнокусковых грузов: а - схема конвейера; б - разрез конвейера по ставу, А-А на рис. 1, а; в - разрез на верхней ветви конвейеров в пункте загрузки, В-В на рис. 1, а; г - вид сбоку на ходовую опору, вид D на рис. 1, б; д - схема передаточного механизма, разрез Е-Е на рис. 1 г.

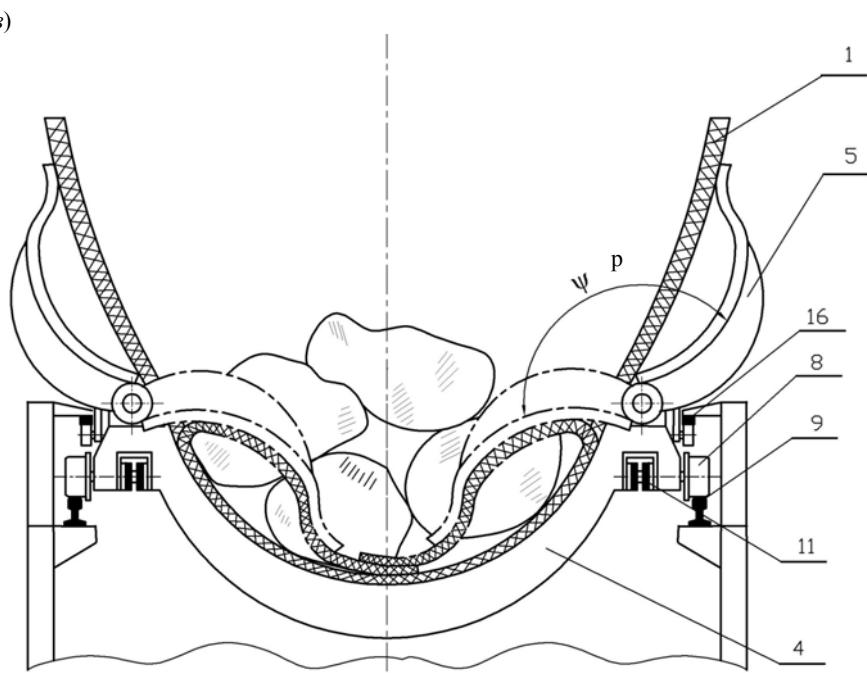
6)



A-A
Puc. I, a

Puc. I, 6

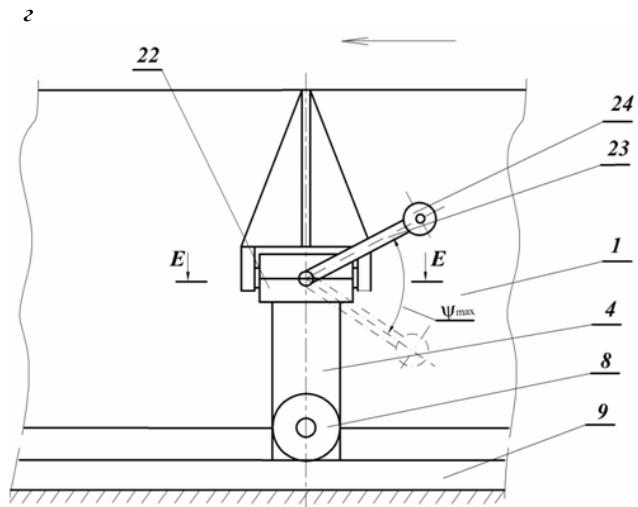
6)



B-B
Puc. I, a

Puc. I, 6

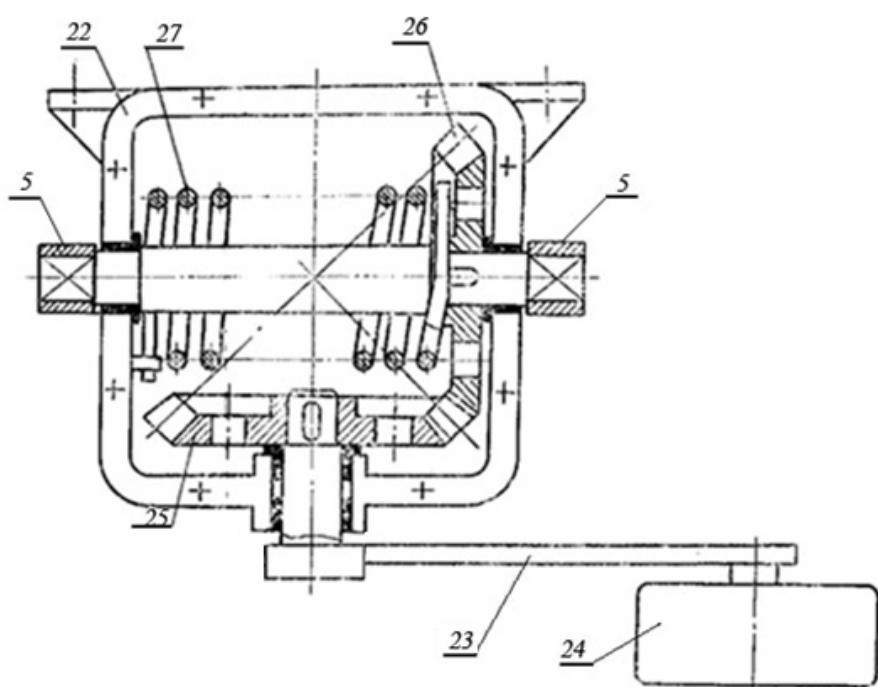
Bud D
Puc. I, 6



Puc. I, 2

δ)

E-E
Puc. I, 2



Puc. I, δ

На нижнем концевом участке ролики 14 наезжают на копирные направляющие 16, что вызывает разведение прижимных рычагов 5 и освобождение от захвата ленты 1, которая через обводные барабаны 18 поступает на концевой натяжной барабан 3.

Для боковых участков грузонесущей ленты 1, свободных от слоя груса, достаточно использование одной из прокладок многослойного каркаса ленты, соответствующего по ширине слою транспортируемого груза.

Для управления работой прижимных рычагов используются плоские копирные направляющие. При этом оси вращения ведомых прижимных рычагов и ведущих поворотных рычагов пересекаются под прямым углом. Передаточный механизм, установленный между ведущим и ведомым рычагами, выполнен в виде конической зубчатой передачи. Предложенный ранее пространственный шарнирно-стержневой механизм [2], был изготовлен и прошел лабораторные испытания. Однако предложенный механизм не отвечает поставленным требованиям, в частности угол размаха поворотного рычага превышает допускаемое значение из условия отсутствия заклинивания механизма. Кроме того, шарнирно-стержневой механизм оказывается более сложным и дорогим, чем коническая передача, т.к. технология изготовления зубчатых колес не связана с получением высокой точности, а опоры валов выполнены в виде подшипников скольжения. В качестве материалов зубчатых колес возможно применение прочных пластмасс, что не связано с нарезанием зубьев и уменьшает массу ходовой опоры.

Механизм управления представляет собой обращенный механизм по отношению к кулачковому механизму с поступательно перемещающимся кулачком и вращающимся толкателем.

По терминологии курса теория механизмов и машин под обращенным механизмом понимается кулачковый механизм, к звеням которого одновременно добавлена скорость перемещения кулачка, взятая с противоположным знаком. Этот прием используется для получения профиля кулачка, в рассматриваемом случае — профиля копирных направляющих.

Зависимость угла поворота рычагов ψ от перемещения ходовой опоры (x_k) имеет общий вид (рис. 3)

$$\psi = f(x_k) \quad (1)$$

Аналитическое определение профиля копирных направляющих можно выразить следующими формулами

$$\left. \begin{array}{l} x = x_k + l \sin \psi_0 - l \sin (\psi + \psi_0), \\ y = l_0 - l \cos (\psi + \psi_0) \end{array} \right\} \quad (2)$$

где l , l_0 , ψ_0 — исходные данные (рис. 2).

Полученный профиль называется центровым профилем кулачка. Действительный профиль кулачка является равноотстоящей кривой (эквидистанта) от центрового профиля на радиус ролика (r_p).

$$(x_n - x)^2 + (y_n - y)^2 - r_p^2 = 0 \quad (3)$$

Продифференцировав последнее выражение по x_k , получим

$$(x_n - x)x' + (y_n - y)y' = 0 \quad (4)$$

Решив совместно последние два уравнения можно получить

$$\left. \begin{array}{l} x_n = x - \frac{r_p \cdot y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}, \\ y_n = y - \frac{r_p \cdot x'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}, \end{array} \right\} \quad (5)$$

Нахождение координат профиля в аналитической по выражению (5) с учетом (1) характеризуется очень сложными и громоздкими формулами.

Более рациональным является графоаналитический способ, рассмотренный далее. При проектировании кулачковых механизмов важное значение имеет выбор закона движения толкателя. Переход от начальной точки движения толкателя до конечной может осуществляться по различным законам. При выборе простейшего линейного закона в системе возникают так называемые жесткие удары, при которых ускорение теоретически достигает бесконечной величины. Наиболее распространенными законами движения являются параболический, синусоидальный, косинусоидальный и трапециидальный [3], [4].

Сравнительный анализ этих законов движения показывает, что наиболее предпочтительным является косинусоидальный закон. Хотя при этом законе и возникают нежесткие удары, амплитуда ускорений примерно на 20% меньше, чем при синусоидальном законе движения, при котором в системе вообще исключаются удары.

Прижимные рычаги характеризуются большим моментом инерции, а скорость движения конвейера сравнительно невелика, что и определяет выбор закона движения в пользу косинусоидального.

Угловое ускорение при выбранном законе имеет вид

$$\varepsilon = \frac{d^2\psi}{dx^2} = b \cdot \cos \frac{\pi}{x_1} x, \quad (6)$$

где b — амплитуда ускорения.

После двукратного интегрирования и определения постоянных интегрирования, можно получить следующие выражения для нахождения перемещения, скоростей и ускорений движения поворотного рычага.

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{\psi_{\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{x_1} x \right), \\ \omega &= \frac{d\psi}{dx} = \frac{\psi_{\max}}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{x_1} x, \\ \varepsilon &= \frac{d^2\psi}{dx^2} = \frac{\psi_{\max}}{2x_1^2} \cdot \cos \frac{\pi}{x_1} x, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где x_1, t_1 — фаза движения на участке подъема (разведение прижимных рычагов); ψ_{\max} — наибольший размах поворотного рычага; x_2, t_2 — фаза движения на участке верхнего выстоя (огибание концевой звездочки); x_3, t_3 — фаза движения на участке спуска (сведение прижимных рычагов); $\mu_x, \mu_t, \mu_\psi, \mu_\omega, \mu_\varepsilon$ — соответствующие масштабы, выбранные при построении.

Каждая из этих функций представлена на рис. 3, которые построены при использовании известных графических методов построения.

В качестве переменной по оси абсцисс может использоваться как перемещение (x), так и время (t), при этом $x_1 = v \cdot t_1$, где v — скорость движения конвейера.

Другим динамическим параметром, помимо закона движения толкателя, который необходимо учитывать при проектировании является угол давления. Угол ϑ (рис. 2), заключенный между нормалью к профилю направляющей и направлением движения поворотного рычага или центра ролика называют углом давления. При увеличении угла давления силы трения возрастают, что может привести к заклиниванию кулачкового механизма. Для кулачковых механизмов с вращающимся толкателем наибольшее допускаемое значение угла давления не должно превышать 45° .

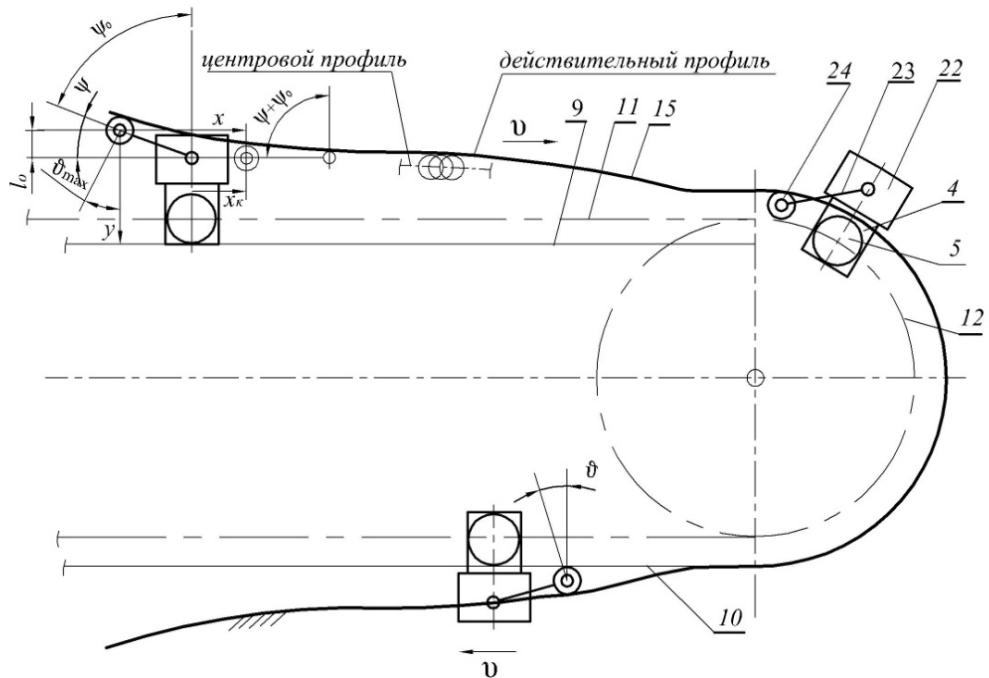


Рис. 2. Схема механизма управления прижимными рычагами на верхнем конечном участке

С учетом того, что пружина в рассматриваемом механизме используется не только для замыкания кулачка на толкатель, что обеспечивает сохранение постоянства контакта между роликом и направляющей, а в основном для обеспечения необходимого прижатия слоя грунта. Поэтому значение максимально допустимого угла давления следует уменьшить на 5—10°. Угол давления изменяется в процессе вращения поворотных рычагов. Начальный и конечный участки фазы подъема прижимных рычагов характеризуются наибольшими величинами угла давления. С достаточной точностью максимальные углы давления ϑ_{\max} можно определять как углы между горизонталью и поворотными рычагами в крайних положениях. В этом случае наиболь-

ший размах поворотного рычага ψ_{\max} равен удвоенному значению ϑ_{\max} . Угол поворота ведомых прижимных рычагов ψ_p (рис. 2) существенно превышает ψ_{\max} . Коническая зубчатая передача позволяет получить необходимое передаточное число (i)

$$i = \frac{\psi_{\max}}{\psi_p} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (8)$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев соответственно ведущего и ведомого конических зубчатых колес (рис. 1, д).

С учетом динамических процессов расчетный крутящий момент T_p , действующий на прижимные рычаги и другие детали механизма управления, определяется по формуле

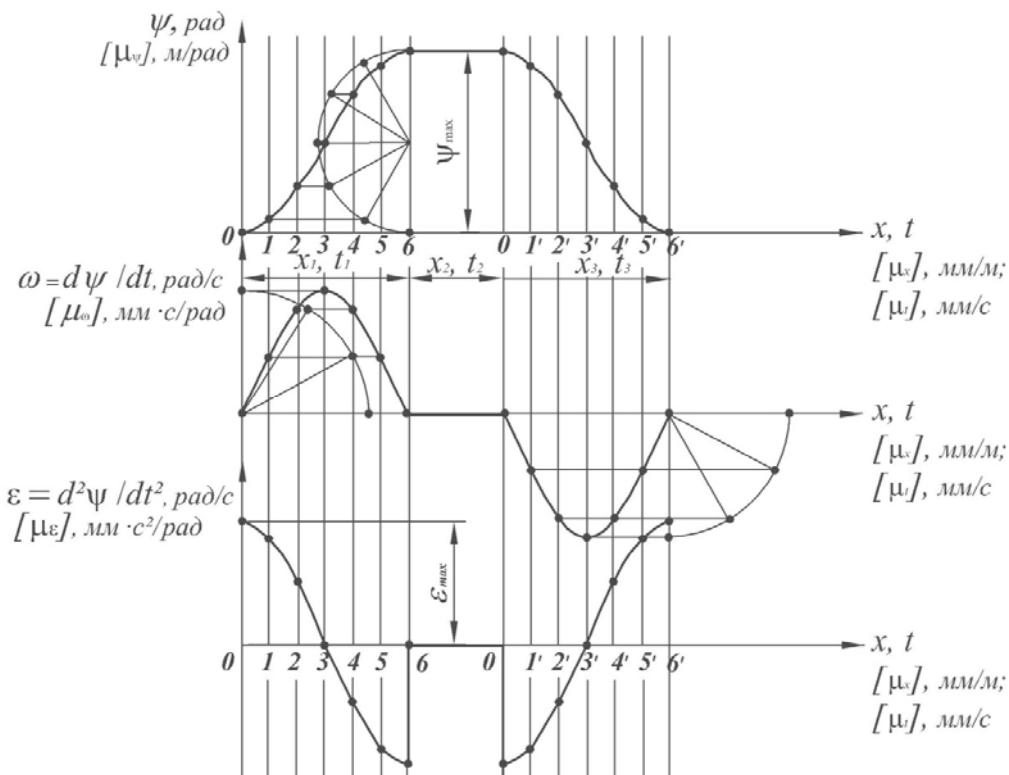


Рис. 3. График косинусоидального закона движения поворотного рычага механизма управления

$$T_p = T_{cr} + I \cdot \varepsilon_{max} \cdot i, \quad (9)$$

где T_p — статический крутящий момент, необходимый для прижатия слоя груза на конвейере; I — мо-

мент инерции прижимного рычага; ε_{max} — максимальное угловое ускорение при повороте прижимного рычага (рис. 3).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мулухов К.К., Беслекоева З.Н. Крутоаклонный конвейерный подъемник для крупнокусковых грузов и глубоких карьеров. Горный информационно-аналитический бюллетень, 2009, № 3, с. 249–257.
2. Мулухов К.К. Ленточно-колесные конвейеры. Владикавказ, изд-во «Терек», СКГМИ, 2000.
3. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. М., «Высшая школа», 1987.
4. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М., «Машиностроение», 1973. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Мулухов К.К. — профессор, доктор технических наук, Беслекоева З.Н. — доцент, кандидат технических наук, Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет), кафедра «Детали машин». E-mail bezalina60@yandex.ru

UDC 621.867.2.003.13

YNTHESIS MECHANISM CONTROL PRESSING MEMBER STEEPLY INCLINED BELT WHEEL CONVEYOR GOODS FOR LUMPY

*Muluhov K.K., Professor, Doctor of Technical Sciences,
Beslekoeva Z.N., Associate Professor, Ph.D.,
North- Caucasian Mining and Metallurgical Institute (State Technological University).*

Considered improved design steeply inclined conveyor lift , in the role of co- torus additional pinch belts operate free from the burden of the most lateral portions of the load-bearing belt and clamping levers interact with them without bindings , forming the free edges of the lap joints layer load . Such changes greatly simplify construction - tion due to the exclusion of corrugated ribbons and pressing numerous anchorages of these belts is screwed to the supports , and the edges of the pressing levers.

The structural and kinematic synthesis control mechanism clamping levers conveyor. Control mechanism consists of a conical transmission spring driving the rotary arm with casters and the planar follower guide. Control mechanism in this case represents an inverted cam mechanism . Based on the study of the mechanism developed by the method of calculation and design of the basic elements of management mechanism clamping levers. Implementation of the proposed pipeline could have a significant economic impact , especially in the development of deep pits due to reductions in capital mining operations and exclude secondary crushing of rocks and ores.

Key words: belt conveyor wheel control mechanism clamping levers Ku lachkovy mechanism.

REFERENCES

1. Muluhov K.K., Beslekoeva ZN Steeply inclined conveyor lift krupnokusko of new goods and deep pits. Mining information - analytical bulletin, 2009, № 3, p. 249-257.
2. Muluhov K.K. Belt conveyors wheel. Vladikavkaz, publ "Terek " NCIMM, 2000.
3. Frolov K.V. Theory of mechanisms and machines. M., "High School", 1987.
4. Kozhevnikov S.N. Theory of mechanisms and machines. M., "Engineering", 1973.



**Авторитет издательства – половина успеха книги
и автора.**