

УДК 621.039.551.021.3

**Оптимальный алгоритм для построения структурных схем конвейеров с тяговым органом**

**Optimal algorithm for construction of structural arrangements conveyors traction authority**

Акашев З.Т., Мехтиев А.Д., Югай В.В.

*Карагандинский государственный технический университет (E-mail: barton.kz@mail.ru)*

Мақалада тарту органы бар конвейерлердің құрылымдық схемаларын құрастыру үшін ұтымды алгоритм орындалған. Қайырмаға беру және пайдалы қазбалар өндіру технологиялық тіркестерінің шылқыған конвейеризация қамтамасыз ететін үздіксіз көліктердің жаңа құралдары жасалған. Көліктің жаңа құралдарының жоғары үнемділігі көлбеген көлік өндірулерін өтудің жанында тау-іргелі жұмыстардың көлемдерінің қысқартуын анықтайды. Тау-өндіруші өнеркәсіптің конвейеризацияның төңірегіндегі траншея көлік ретінде қатты-тік және тік конвейерлердің енгізілу болашақта пайдасы мол бағыт болып табылады.

This article gives an optimal algorithm for constructing the structural schemes of conveyers with a traction unit. New facilities of continuous transport were created, providing a continuous conveying of mining technological lines, the output and placement of the overburden to the dump. High economy of the transportation facilities determines the decline of mining works at the inclined transportational productions. The introduction of a vertical and inclined conveyers as a trench transport is a perspective direction in conveying of the mining industry.

Технологическое назначение любого конвейера, в том числе конвейеров с тяговым органом, — это перемещение груза на расстояние, поэтому основным технологическим параметром конвейеров является их длина. В то же время максимально допустимая длина конвейера, лимитируемая прочностью используемых тяговых органов, при одних и тех же условиях эксплуатации и одном и том же тяговом органе, зависит от совершенства способа транспортирования груза, принятого на данном конвейере, т.е. от величины коэффициента сопротивления движению  $\omega'$ . Например, забойный ленточный конвейер с нижней рабочей ветвью, перемещающейся непосредственно по почве пласта, и штрековый, с рабочей ветвью, перемещающейся по роликам стационарных роликкоопор с лентами одного типоразмера, или скребковый и ленточно-цепной конвейеры с тяговыми цепями одного типоразмера при одних и тех же значениях линейной нагрузки и угла установки допускают различную длину при одинаковой прочности тяговых органов. В связи с этим максимально допустимая длина конвейера выступает еще как бы показателем качества (совершенства) структурной схемы конвейера, определяемого по принципу «чем больше максимально допустимая длина конвейера при прочих равных условиях, тем лучше его схема соответствует сплошности и неразрывности (бесперегрузочности) потока груза», а следовательно, сокращению числа механизмов в транспортной линии, т.е. непрерывности схемы транспорта. Очевидно, внедрение непрерывной схемы транспорта для перемещения горной массы на большие расстояния по сложным криволинейным трассам является одним из перспективных направлений работ по повышению эффективности производства на горных предприятиях.

Особенно острая необходимость в этом наблюдается на карьерах, где в связи с дальнейшим их углублением и одновременной концентрацией работ при этом использование в качестве траншейного общепринятых колесных средств транспорта — автомобильного и железнодорожного — нерацionalmente. Действительно, в настоящее время в масштабе всей страны остро стоит проблема выдачи груза из глубоких карьеров на поверхность. Существующие виды транспорта при глубине карьеров более 200 м практически становятся малорентабельными. Это связано с резким увеличением объема горно-капитальных работ и необходимостью поддержания горных выработок на длительный период эксплуатации, с увеличением парка подвижного состава, переоборудованием и созданием мощных ремонтно-профилактических баз для транспортного оборудования, с увеличением штата обслуживающего персонала, с санитарно-гигиеническими условиями труда рабочих на карьерах, а также с безопасным обслуживанием при работе транспортного оборудования на предельных значениях угла наклона путей, особенно в осенне-весенние периоды года.

Для решения поставленных задач необходимо создание новых средств непрерывного транспорта, обеспечивающих сплошную конвейеризацию технологических цепочек добычи полезных ископаемых, выдачи и укладки вскрышных пород в отвал. Высокоэкономичность новых средств транспорта должна определяться сокращением объемов горно-капитальных работ при проходке наклонных транспортных выработок (траншей), уменьшением числа транспортных машин в результате повышения их единичной мощности, совмещением операций транспорта основных и вспомогательных грузов.

Перспективным направлением в области конвейеризации горнодобывающей промышленности является более широкое внедрение в качестве траншейного транспорта вертикальных и крутонаклонных конвейеров. Применение их позволит (по сравнению с конвейерами известных конструкций) при одной и той же высоте подъема значительно сократить дальность транспортирования грузов, что приведет к значительному повышению технико-экономических показателей горного производства. Достигается это в результате уменьшения объема горно-капитальных работ, снижения эксплуатационных расходов, уменьшения производственных площадей и т.п. Для этого необходимы мощные конвейерные подъемники, способные транспортировать в одном ставе (без перегрузки) большой объем горной массы на расстояния свыше 150–200 м под углами наклона 35–45° к горизонту. Однако создание их на базе известных конвейеров затруднительно по целому ряду причин. Так, например, у цепных конвейеров малая длина в связи с недостаточной прочностью их тяговых органов, поэтому применение их сопряжено с необходимостью сооружения перегрузочных узлов, что особенно затруднительно на крутонаклонных участках, или выполнением конвейеров по многоприводной схеме, что также требует решения сложной проблемы — автоматического распределения нагрузки цепного конвейера между его приводами. У ленточных конвейеров не решена проблема закрепления на ленте опорных элементов, способных удерживать на ней крупнокусковой скальный груз, а при многоприводной схеме конвейера — проблема передачи тяговых усилий привода к ленте на линейных участках конвейера и др.

В связи с этим для успешного решения проблемы конвейеризации транспорта скальных грузов на карьерах являются целесообразными проведение поиска и разработка простейших схем конвейеров, и в первую очередь одноприводных, которые для каждого конкретного случая заданных условий эксплуатации (при заданных значениях производительности, дальности транспортирования, криволинейности трассы в плане и в профиле и т.д.) были бы наиболее рациональными.

Очевидно, такая задача может быть решена, если будут установлены закономерности построения структурных схем конвейеров. Тогда, используя эти закономерности и развивая их в нужном направлении, можно будет создавать конвейеры с заранее предсказанными свойствами.

Для определения рациональных схем специальных конвейеров, транспортирующих скальные породы, и обоснования их основных параметров необходимо все конвейеры общего и специального назначения классифицировать по единой системе. Причем классификация должна быть проведена по наиболее общему признаку, раскрывающему основные внутренние связи (механическое строение) структурной схемы конвейера, аналогично методу составления структурных схем электромеханических систем при математическом моделировании. Это позволит найти перспективные пути развития внутренних связей, следовательно, и схем конвейеров. При этом могут быть найдены такие связи, которые будут ограничивать сползание и скатывание груза, улучшать условия очистки несущей поверхности от налипшего материала, обеспечивать максимальное использование тяговых элементов по прочности и т.д.

Имея технологическую задачу — увеличение дальности бесперегрузочного транспортирования скальных грузов конвейерами, основным признаком классификации можем определить из анализа факторов, влияющих на главный технологический параметр конвейеров — длину.

Длина конвейера в общем случае определяется равенством

$$\frac{P_{PA3}}{n} - S_{сб} = Lq_C (\omega' \cos \beta \pm \sin \beta) g, \quad (1)$$

где  $P_{PA3}$  — разрушающее усилие тягового органа,  $H$ ;  $n$  — коэффициент запаса прочности тягового органа;  $S_{сб}$  — усилие в точке сбегания с привода,  $H$ ;  $q_C$  — суммарная линейная масса движущихся частей конвейера и груза, кг/м;  $\omega'$  — коэффициент сопротивления движению;  $\beta$  — угол установки конвейера, град.

Решение равенства (1) относительно длины конвейера  $L$  дает

$$L = \frac{\frac{P_{PA3}}{n} - S_{сб}}{q_C (\omega' \cos \beta \pm \sin \beta) g} \text{ м.}$$

Следовательно, при известных условиях эксплуатации (заданной производительности и угле наклона) максимально допустимая длина конвейера в общем случае является функцией трех независимых переменных величин (разрывной прочности тягового органа, коэффициента запаса прочности и коэффициента сопротивления движению). Усилие  $S_{сб}$  на длину конвейера  $L$  в сторону его увеличения не влияет, так как оно определяется как минимально допустимое из условия надежного взаимодействия тягового органа с приводом конвейера.

Анализ способов увеличения длины конвейера вариацией указанных независимых переменных величин показывает, что построение структурной схемы конвейеров характеризуется только теми способами увеличения длины конвейеров, которые определяют механическое строение их тяговых органов, и, следовательно, поведением последних при статических и динамических нагружениях. В связи с этим, чтобы определить оптимальный алгоритм для построения структурных схем конвейеров, необходимо изучить статические и динамические свойства тяговых органов, а затем, сформулировав наиболее общее свойство их как математическую задачу, решить ее на оптимум и установить основной признак классификации конвейеров.

Статические и динамические свойства тяговых органов всех типов магистральных конвейеров практически идентичны и позволяют сделать следующие выводы:

- величина деформаций цепных и канатных тяговых органов, а также конвейерных лент на тканевой основе при отсутствии поперечной нагрузки на тяговых органах прямо пропорциональна величине приложенного к ним натяжения;
- при наличии поперечных нагрузок у цепных тяговых органов и конвейерных лент на тканевой основе зависимость относительного удлинения от величины натяжения имеет параболическую форму, а условная жесткость может быть представлена в дифференциальной форме;
- из анализа характеристик конвейерных лент и цепных тяговых органов и сравнения их с характеристиками канатных тяговых органов можно предположить, что зависимость относительного удлинения канатного тягового органа от величины его натяжения при наличии поперечной нагрузки также будет определяться кривой второго порядка.

Таким образом, тяговые органы длинных (магистральных) конвейеров представляют собой упругий элемент, который под действием разности усилий на концах деформируется. Абсолютное удлинение тягового органа в пределах длины рассматриваемого участка

$$\Delta L = \int_0^L \varepsilon dx,$$

где  $\varepsilon$  — относительное удлинение тягового органа;  $x$  — расстояние от привода до рассматриваемого сечения тягового органа.

В большинстве случаев тяговые органы длинных конвейеров, контактируя с несущим полотном или одновременно являясь им, воспринимают распределенную по длине конвейера поперечную нагрузку и провисают между ходовыми или стационарными роликоопорами. Такие тяговые органы не подчиняются закону Гука, а условная жесткость их как коэффициент пропорциональности между

действующим усилием  $S$  и относительным удлинением (по продольной оси) тяговых органов определяется как  $E = dS / d\varepsilon$ .

Используя свойство инвариантности дифференциалов, эти условия можно записать как систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Delta L}{dt} &= a\varepsilon; \\ \frac{dS}{dt} &= E \frac{d\varepsilon}{dt}; \\ dx &= adt, \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где  $a$  — скорость распространения упругой волны, м/с.

Систему уравнений (2) решим на оптимум, пользуясь «принципом максимума» Л.С.Понтрягина.

Приняв скорость изменения деформации за управляющее воздействие  $U$  и введя фазовые координаты  $x_1 = \Delta L; x_2 = \varepsilon; x_3 = S$  фазового пространства  $X$ , получим систему дифференциальных уравнений в фазовых координатах:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= ax_2; \\ \frac{dx_2}{dt} &= U; \\ \frac{dx_3}{dt} &= EU. \end{aligned} \right\}$$

Учитывая, что тяговый орган не может подвергаться беспредельной деформации, введем ограничение по усилию

$$S \leq [S]. \quad (3)$$

Тогда задачу оптимального управления математически можем сформулировать следующим образом: требуется найти оптимальный алгоритм управления, согласно которому фазовая точка переместится из положения  $x_{1н}, x_{2н}, x_{3н}$  в положение  $x_{1к}, x_{2к}, x_{3к}$  за минимальное время.

Для рассматриваемого случая функция Гамильтона

$$H = \psi_1 x_2 a + \psi_2 U + \psi_3 EU,$$

где  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  — вспомогательные переменные, для определения которых имеется система уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi_1}{dt} &= -\frac{\partial H}{\partial x_1}; \\ \frac{d\psi_2}{dt} &= -\frac{\partial H}{\partial x_2}; \\ \frac{d\psi_3}{dt} &= -\frac{\partial H}{\partial x_3}. \end{aligned} \right\}$$

Продифференцировав, получим следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi_1}{dt} &= 0; \\ \frac{d\psi_2}{dt} &= -\psi_1 a; \\ \frac{d\psi_3}{dt} &= 0; \end{aligned} \right\},$$

которой удовлетворяют функции вида

$$\left. \begin{aligned} \psi_1(t) &= C_1; \\ \psi_2(t) &= C_2 - C_1 at; \\ \psi_3(t) &= -C_3, \end{aligned} \right\},$$

где  $C_1, C_2, C_3$  — постоянные интегрирования.

Функция  $H$  будет максимальна относительно  $U$  при условии

$$\frac{dH}{dU} = \psi_1 + \psi_3 E = 0. \quad (4)$$

Тогда, подставляя значения  $\psi_2(t)$  и  $\psi_3(t)$  в уравнение (4), находим  $C_3 E = C_2 - C_1 at$ , откуда

$$E(S) = \frac{C_2 - C_1 at}{C_3}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) можно сделать заключение о том, что критерием оптимальности системы (единственным параметром, характеризующим состояние грузонесущего органа) в диапазоне рабочих усилий, ограниченном согласно уравнению связи (3), является его продольная жесткость  $E(S)$ , изменяющаяся по линейно убывающему закону по длине рабочего органа.

Приняв обозначения  $\beta_1 = \frac{C_2}{C_3}; \beta_2 = \frac{C_1}{C_3}$ , имеем:

$$E(S) = \beta_1 - \beta_2 x. \quad (6)$$

Подставив значение  $E(S)$  в условие (2), определяем:

$$U(t) = \frac{\frac{dS}{dt}}{\beta_1 - \beta_2 x}. \quad (7)$$

Это и есть оптимальный закон изменения скорости деформации в тяговом органе конвейеров.

Однако, как вытекает из условия (7), для получения оптимального алгоритма управления в каждом конкретном случае необходимо знать закономерность распределения усилий в тяговом органе по его длине. Например, для прямолинейного участка конвейера, когда жесткость и масса грузонесущего органа равномерно распределены по длине, можно принять линейный закон распределения усилий

$$S = [S_{\max}^p] + \frac{x}{L} ([S_{\max}^p] - [S_{\min}^p]),$$

где  $[S_{\min}^p]$  и  $[S_{\max}^p]$  — расчетные значения соответственно минимально и максимально допустимых статических усилий на тяговый орган,  $H$ . Тогда

$$U(t) = \frac{[S_{\max}^p] - [S_{\min}^p]}{t_{np}(\beta_1 - \beta_2 c)},$$

где  $t_{np}$  — время прохождения упругой волны по участку,  $c$ .

Максимально допустимое статическое усилие на тяговый орган

$$[S_{\max}^p] = [S] = \frac{P_{раз}}{n},$$

где  $P_{раз}$  — разрушающее усилие тягового органа,  $H$ ;  $n$  — коэффициент запаса прочности.

Для рассматриваемого случая, когда осуществляется транспортирование грузов на большие расстояния по сложным криволинейным трассам, общее сопротивление движению всей конвейерной линии

$$W_0 \gg [S], \quad (8)$$

поэтому для его преодоления создается необходимая прочность тяговых органов путем суммирования их допустимых статических усилий, что достигается некоторым усложнением структурной схемы конвейеров:

$$\sum_{i=1}^{m_j} [S] \geq W_0 + m_j S_{сб}, \quad (9)$$

где  $m_j$  — общее число слагаемых (составляющих единиц) при наборе требуемой статической прочности тяговых органов.

Изложенное выше позволяет сделать заключение о том, что искомые конвейеры имеют сложную структурную схему, а необходимая статическая прочность их тяговых органов создается путем синтеза (суммированием) допустимых статических усилий используемых тяговых элементов.

## References

1. Saginov A.S., Daniyarov A.N., Akashev Z.T. The rudiments of projecting and counting of leaf-like canyon conveyor belts. — Almaty: Nauka, 1984. — P. 15–19.
2. Akashev Z.T. Methodic of refining and choosing of structure of mining factories' technological processes. — M.: Heavy machine building. — 2005. — № 12. — P. 17–19.
3. Akashev Z.T., Malybaev S.K., Akashev A.Z. Searching and making of scientific products in heavy industry and transport industry. — Karaganda: KSTU, 2006. — 197 p.

УДК 669.213:66.094.6

## Воздействие взрыва на рудный штабель при кучном выщелачивании металлов

### Explosion influence on an ore stacks at compact leaching of metals

Турсунбаева А.К., Портнов В.С., Камаров Р.К., Маусымбаева А.Д.

*Каргандинский государственный технический университет (E-mail: umo@kstu.kz)*

Жанама кернеулер өрістің құрылымы анықталған және үйімді сілтілеу қатардың кенді массасында бұрғылап жару ұңғыма моделі жасалған. Жылжымалы деформацияларының қарқынды функцияларының кейбір параметрлері болып табылған кенді массасының көлемді пластикалық деформация модулі үшін өрнек ұсынылған. Бұл өрнек кенді массаның қосыту процесін қамтып көрсетеді. Кенді қатарларға радиал жарылысты талқандайтын әсер моделіне ұсыныс берілген. Зарядтың қажетті қуатын және қиратушы толқынның параметрдерін есептеуге болатын резонанстық жиіліктің мәні алынды. Бұрғылау, жару жұмыстары кезінде үйімді сілтілеу қаттамасының рудалық массасының түрін өзгертудің алынған моделі бұрғылау, жару ұңғымаларының жоспарын онтайландыру және оқтау шамасын қолайлы таңдау мүмкіндігін береді.

In work the model of a chisel explosive chink in ore weight of a stack compact leaching is offered and the structure of a field of tangents of pressure is defined. Expression for the module of volume plastic deformation of the ore weight which parameters are some functions of intensity of deformations of shift is offered. This expression generally reflects process of loosening of ore weight. The model of radial explosive influence on an ore stack is offered. Value of resonant frequency is received, knowing which it is possible to calculate parameters of a shock wave and capacity of a necessary charge.

*Введение*

Одним из этапов рудоподготовки в процессе кучного выщелачивания являются буровзрывные работы по разрыхлению рудного штабеля. Внедрение взрывных методов в горное дело позволило достичь огромных возможностей горного производства. Развитие науки и технологии применения взрыва в горной промышленности зависит от решения целого комплекса проблем, связанных с представлениями о взрывных явлениях и физике взрывного разрушения горных пород.

Анализ последних исследований в области воздействия взрыва на горные породы показал, что на процессы взаимодействия взрывной волны и горных пород оказывают влияние большое число факторов, связанных со свойствами как взрывчатого вещества, так и горного массива.

Взрывчатые вещества (ВВ) как высококонцентрированный и экономичный источник энергии широко применяются в различных отраслях народного хозяйства. В настоящее время около 90 % объема руд цветных и черных металлов добывают взрывным способом. Массовые взрывы широко используются при вскрытии месторождения полезных ископаемых, а также при строительстве ирригационных сооружений, прокладке авто- и железнодорожных путей, при проходке тоннелей шахтных стволов и других горных выработок.

Широко применяют ВВ при взрывных способах обработки металлов в машиностроении, при штамповке, сварке, упрочнении деталей машин, резании металлов в металлургии, при уплотнении грунтов, тушении лесных пожаров, в гидромелиоративном строительстве и для других технических нужд.