

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ И ПРИВОДНОГО БАРАБАНА В ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Корниенко А.П., Чикалов В.И.

Донецкий национальный технический университет

Конвейерный транспорт приобретает на открытых разработках Украины, а также ряда зарубежных стран всё возрастающее значение. Применение в карьерах конвейерного транспорта характеризуется ростом его параметрических показателей. Этому сопутствует изменение и усовершенствование конструкций конвейеров и постоянное появление новых конструктивных решений. Поточный карьерный транспорт по достигнутой технико-экономической эффективности и, в особенности по производительности труда во многих случаях превзошел другие виды карьерного транспорта или даёт в сочетании с ними высокие показатели по результатам эксплуатации. Известно, что стоимость конвейерной ленты составляет около 90% от стоимости конвейера. Следовательно, запуск конвейера независимо от загруженности ленты должен быть плавным с ограниченным ускорением, чтобы предотвратить пробуксовку и часто возникающий при этом пожар ленты. Это особенно важно для пуска конвейеров большой протяжённости, у которых кроме опасности пробуксовки существует опасность возникновения колебательного переходного процесса в сбегавшей ветви ленты, который зачастую приводит к обрыву ленты. Протяжённые конвейеры представляют собой сложную механическую систему с распределёнными параметрами. Описание таких систем связано с применением нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, точное аналитическое решение которых во многих случаях недостижимо. Тем не менее динамические режимы, возникающие в процессе работы конвейеров, представляют большой практический интерес, поэтому здесь уделено вопросу взаимодействия ленты и барабана достаточно внимания.

В основу данной методики положена расчётная схема, описанная в работе [1]. Контур ленты разбивается на n интервалов. Масса ленты, груза и роликов, находящихся на каждом интервале, заменяются, как это показано на рис. 1, эквивалентными фиктивными маховиками, связанными между собой упругими и демпфирующими элементами. Силы, действующие на ленту в рабочих режимах на каждом интервале, считаются приложенными к маховикам.

В результате на расчётной схеме конвейерная лента с находящимся на ней грузом и поддерживающими её роликами представлена в виде замкнутой цепной схемы, состоящей из фиктивных маховиков с неподвижными центрами вращения, связанными между собой невесомой упруго-вязкой нитью, движущейся по поверхности маховиков без пробуксовки.

Для общности считается, что к маховикам приложены как реактивные силы, всегда направленные против движения и не способные самостоятельно вывести систему из равновесия, так и активные. Реактивные силы порождаются в основном силами трения, препятствующими движению ленты, а активные могут быть обусловлены либо гравитационной составляющей, для наклонных конвейеров, либо воздействием со стороны привода.

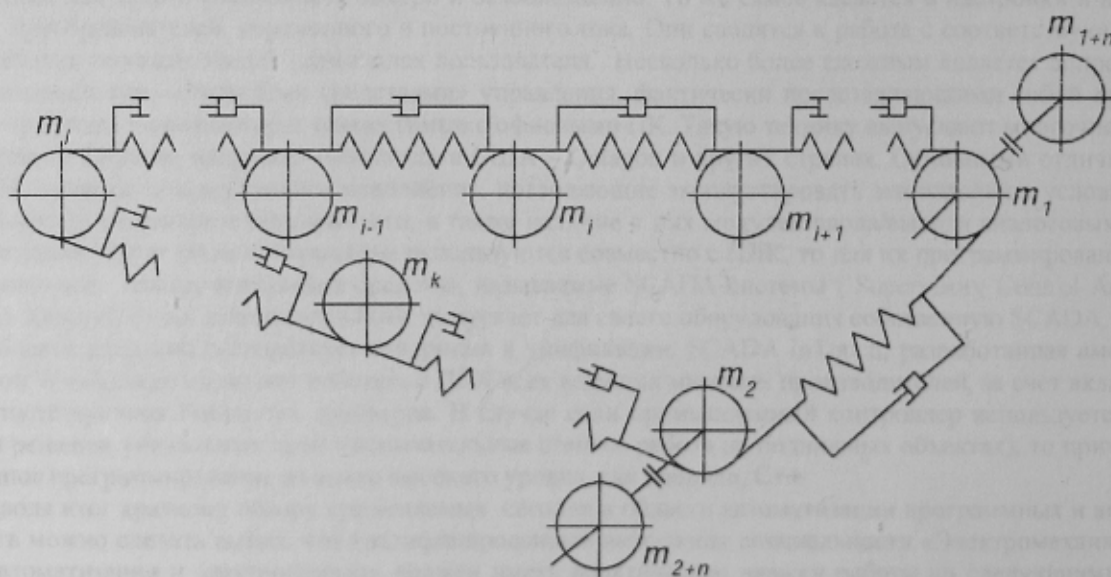


Рисунок 1 – Расчётная схема конвейера

Кроме фиктивных маховиков, обозначенных на расчётной схеме рис. 1 m_1 и m_2 , там же показаны и реально существующие маховики $m_{1+н}$ и $m_{2+н}$, эквивалентные моментам инерции приводных барабанов и связанных с ними редукторов и двигателей.

Передача тягового усилия на ленту осуществляется за счёт фрикционной связи. При этом оно может передаваться как без пробуксовки ленты относительно поверхности барабана, так и при её наличии. В первом случае линейные скорости поверхности барабана и ленты совпадают, по крайней мере, хотя бы в одной точке и это позволяет рассматривать их в динамике как жёстко связанные тела, движение которых может быть описано общим уравнением. Во втором случае из-за наличия взаимного проскальзывания необходимо для описания движения ленты и барабана принять два различных уравнения. Поэтому при разработке математической модели конвейера необходимо тщательно рассмотреть условия возникновения и прекращения режима буксования.

В принятой расчётной схеме (рис. 1) масса ленты и связанных с ней груза и роликоопор, находящихся на i -м участке разбиения, сосредоточены в одной точке и представлены i -м фиктивным маховиком. Поэтому при наличии приводного барабана на i -м участке конвейера можно считать, что эта масса равномерно распределена по всей дуге обхвата, как это показано на рис. 2.

Тогда масса отрезка ленты, находящейся на элементарном участке dx , определится выражением:

$$\Delta m_i = \frac{m_i \cdot dx}{l}, \quad (1)$$

где l – длина дуги обхвата.

В процессе работы конвейера тяговый каркас ленты подвергается различным по величине и характеру нагрузкам и испытывает сложное напряжённое состояние. При правильной эксплуатации конвейеров поперечный разрыв неизношенных и неповреждённых лент встречается крайне редко и происходит главным образом в месте стыковки концов. Поэтому большое значение имеет знание величины действительных напряжений, возникающих в прокладках тягового каркаса, выяснение их влияния на прочность ленты, выбор параметров конструкции и условий эксплуатации, обеспечивающих наилучшие условия работы ленты. При пуске конвейера в ход приводной барабан передаёт дополнительное окружное усилие, величина которого зависит от движущейся массы, времени и условий пуска, упругих свойств ленты, типа и места установки натяжного устройства. Учесть все эти факторы и произвести точный расчёт усилия в ленте в период пуска пока не представляется возможным.

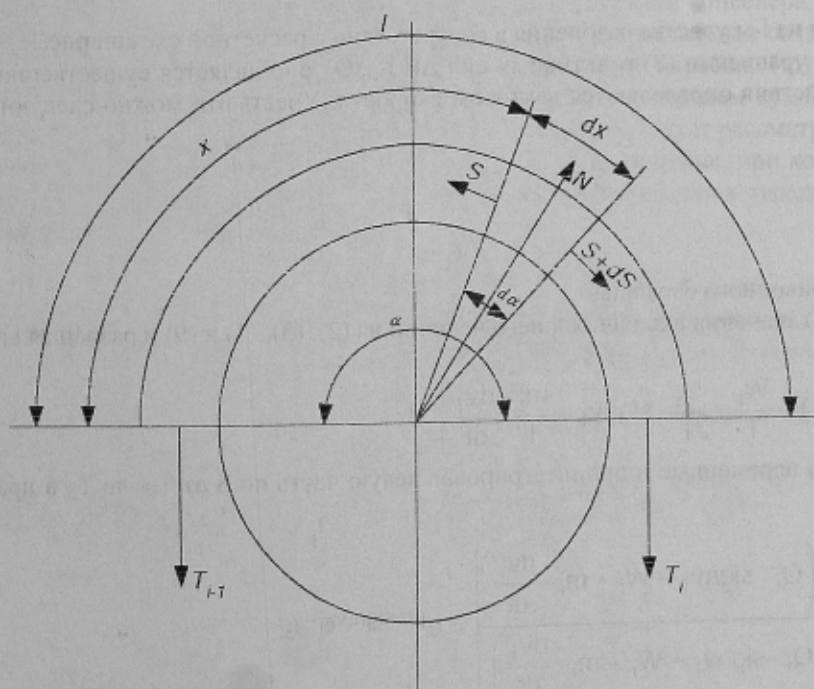


Рисунок 2 – Схема к расчёту передачи тягового усилия барабаном на массивную абсолютно гибкую нерастяжимую ленту

На элементарный объём ленты, находящийся на участке dx , действуют следующие силы:
- активная внешняя сила

$$\Delta W_i = \frac{W_i \cdot dx}{l}, \quad (2)$$

-реактивная внешняя сила

$$\Delta Q_i = \frac{Q_i \cdot dx}{l}, \quad (3)$$

-приращение тягового усилия dS .

Кроме того, на этом же участке на ленту действует сила трения, которая в случае её скольжения по поверхности барабана может быть найдена из выражения:

$$\Delta F = \mu \cdot N, \quad (4)$$

где μ – коэффициент сцепления ленты с барабаном; N – сила нормального давления ленты на барабан.

Последняя может быть определена следующим образом [2]:

$$N = 2 \cdot S \cdot \sin \frac{d\alpha}{2}, \quad (5)$$

где S – тяговое усилие в ленте, действующее в сечении x .

Учитывая малость угла $d\alpha$, (5) может быть заменено следующим выражением:

$$N = S \cdot \frac{dx}{R}, \quad (6)$$

где R – радиус приводного барабана.

Уравнения (4) и (6) позволяют определить силу трения на участке dx следующим образом:

$$\Delta F = \mu \cdot S \cdot \frac{dx}{R}. \quad (7)$$

Имея все усилия, действующие на элементарный объём ленты, находящейся на участке dx , можно записать для него уравнение движения:

$$\Delta F + dS + \Delta W_i + \Delta Q_i = \Delta m_i \cdot \frac{dv_i}{dt}, \quad (8)$$

где v_i – скорость движения ленты на i -м участке разбиения в соответствии с расчётной схемой рис. 1.

В связи с присутствием в уравнении (8) реактивных сил ΔF и ΔQ_i , оно является существенно нелинейным, так как направления их действия определяются вектором скорости. Учесть это можно следующим образом [3]:

$$\begin{aligned} \Delta Q_i &= -\Delta Q_i \cdot \text{sign} v_i, \\ \Delta F &= \Delta F \cdot \text{sign}(v_{\text{бi}} - v_i), \end{aligned} \quad (9)$$

где $v_{\text{бi}}$ – скорость поверхности приводного барабана.

Подставляя в уравнение (8) значения входящих в него величин из (2), (3), (7) и (9) и разрешая его относительно dS , имеем:

$$dS = \left[\frac{\mu \cdot S}{R} \cdot \text{sign}(v_{\text{бi}} - v_i) + \frac{W_i}{l} - \frac{Q_i}{l} \cdot \text{sign} v_i - \frac{m_i}{l} \cdot \frac{dv_i}{dt} \right] \cdot dx. \quad (10)$$

Разделив в этом уравнении переменные и проинтегрировав левую часть по S от T_{i-1} до T_i , а правую по x от 0 до x , можно получить:

$$\frac{T_{i-1} \cdot \text{sign}(v_{\text{бi}} - v_i) - \frac{1}{\mu\alpha} \cdot \left(Q_i \cdot \text{sign} v_i - W_i + m_i \cdot \frac{dv_i}{dt} \right)}{T_i \cdot \text{sign}(v_{\text{бi}} - v_i) - \frac{1}{\mu\alpha} \cdot \left(Q_i \cdot \text{sign} v_i - W_i + m_i \cdot \frac{dv_i}{dt} \right)} = e^{\mu\alpha \cdot \text{sign}(v_{\text{бi}} - v_i)}. \quad (11)$$

Это выражение описывает режим буксования как в статических, так и динамических режимах работы в соответствии с принятой расчётной схемой рис. 1. При отсутствии буксования выражение (11) принимает вид неравенства, в котором левая часть меньше правой.

Для удобства его дальнейшего использования с целью определения моментов начала пробуксовки, целесообразно разрешить (11) относительно dv_i/dt [4]. При этом следует рассмотреть два случая. В первом $v_{\text{бi}} > v_i$, то есть лента ускоряется за счёт трения о поверхность барабана, имеющего большую скорость. Во втором случае $v_{\text{бi}} < v_i$. Здесь скорость поверхности барабана меньше, чем у ленты и это приводит к её торможению.

Решение соответствующих соотношений даёт:

$$\frac{dv_i}{dt} \leq \frac{\mu\alpha}{m_i} \cdot \frac{T_i \cdot e^{\mu\alpha} - T_{i-1}}{e^{\mu\alpha} - 1} + \frac{W_i - Q_i \cdot \text{sign}v_i}{m_i} \quad (12)$$

при условии, что $v_{\text{н}} > v_i$, и

$$\frac{dv_i}{dt} \geq -\frac{\mu\alpha}{m_i} \cdot \frac{T_{i-1} \cdot e^{\mu\alpha} - T_i}{e^{\mu\alpha} - 1} + \frac{W_i - Q_i \cdot \text{sign}v_i}{m_i} \quad (13)$$

при условии, что $v_{\text{н}} < v_i$.

Полученные выражения (12) и (13) позволяют контролировать момент наступления пробуксовки по величине ускорения ленты dv_i/dt . Если эти неравенства удовлетворяются, то лента и приводной барабан движутся как единое целое без буксования. В случае выполнения равенства наступает режим буксования и величина ускорения (замедления) ленты не может выйти за границы, установленные выражениями (12) и (13). Причём соотношение (12) устанавливает верхний уровень возможного ускорения ленты при разгоне, а выражение (13) ограничивает снизу величину возможного замедления ленты. Причинами, приводящими к срыву сцепления, могут быть как резкое увеличение момента приводного двигателя, так и изменение усилий натяжения ленты в набегающей и сбегающей ветвях, которые неизбежно сопровождают переходный процесс. С этого момента элементы системы лента-барабан рассматриваются как самостоятельные динамические объекты, имеющие между собой фрикционную связь.

Проведенный анализ показывает, что взаимодействие приводного барабана с конвейерной лентой носит достаточно сложный характер. В связи с этим в неустановившихся режимах работы могут возникать различные ситуации. Например, при пуске конвейера, когда начальные скорости ленты и барабана равны нулю, заданы определённые статические усилия натяжения и активные силы, действующие на ленту, начальная фаза разгона может происходить по-разному.

Выводы. На основе расчётной схемы динамической модели конвейерной ленты выявлен механизм взаимодействия приводного барабана ленточного конвейера с лентой. Результаты работы получены в виде математических зависимостей, позволяющих контролировать момент наступления буксования, и могут быть использованы для детального анализа причин возникновения буксования на мощных протяжённых ленточных конвейерах. Данные уравнения позволяют в полной мере оценить взаимодействие ленты и барабана в динамике, как при пуске конвейера, так и в установившемся режиме работы. В перспективе дальнейших исследований в данной области – анализ и тяговые расчёты двухбарабанного привода конвейера. В приводах большой мощности становится трудно осуществимой как жёсткая, так и дифференциальная связь приводных барабанов. В этих случаях применяют независимый привод на каждый приводной барабан. Тяговое усилие, развиваемое приводом с двумя независимыми барабанами, определяется распределением суммарной нагрузки привода между приводными барабанами. В случае двухприводного конвейера следует рассматривать механизм взаимодействия ленты с каждым из барабанов. Задача сводится к отысканию решения, при котором расчётное значение коэффициента сцепления для режима нормальной нагрузки приближается к максимально допустимому значению, но не превосходит его в пусковых режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория ленточных конвейеров. – М.: Машиностроение, 1982. – 182 с.
2. Спиваковский А.О., Потапов М.Г., Котов М.А. Карьерный конвейерный транспорт. – М.: Недра, 1965. – 344 с.
3. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчёт ленточных конвейеров. – М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.
4. Ленточные конвейеры в горной промышленности. В.А. Дьяков, Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев и др. Под ред. чл.-кор. АН СССР А.О. Спиваковского. – М.: Недра, 1982. – 329 с.