

Моделирование взаимодействия ленты с перекошенным барабаном конвейера

Александр Алексеевич РЕУТОВ*

Брянский государственный технический университет, Россия, Брянск

Актуальность работы. Эксплуатация ленточных конвейеров показывает, что перекосы барабанов относительно номинального положения являются одной из главных причин интенсивного износа ленты, просыпания груза, увеличения энергопотребления. Известны случаи возгорания ленты при длительном трении о стойки става.

Цель работы: установление закономерностей движения ленты на перекошенном барабане конвейера, определение параметров силового и кинематического взаимодействия ленты с приводным и не приводным барабанами с учетом механических характеристик привода, ленты и их контактного взаимодействия.

Метод проведения работы: компьютерное моделирование движения ленты на перекошенном барабане конвейера как многомассовой динамической системы с учетом механических характеристик привода, ленты и их контактного взаимодействия с использованием программного комплекса «Универсальный механизм».

Результаты работы и область их применения. Разработана компьютерная многомассовая динамическая модель движения ленты на перекошенном барабане конвейера, позволяющая более точно определять параметры силового и кинематического взаимодействия ленты с приводным и не приводным барабанами по сравнению с известными аналитическими моделями. Компьютерная модель учитывает механические характеристики привода, ленты и их контактного взаимодействия. Компьютерную модель и установленные закономерности движения ленты на перекошенном барабане конвейера целесообразно использовать при проектировании ленточных конвейеров горных предприятий.

Выводы. Установлено, что проекция F_x главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось X является оценкой центрирующего воздействия барабана на ленту. Проекция F_o главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось барабана определяет осевую нагрузку подшипников барабана. Проекция главного вектора F_x и F_o достигают максимального значения при перекосе барабана в плоскости XZ на угол $0,05-0,07$ рад, а затем незначительно уменьшаются. При перекосе барабана в плоскости XY на угол до $0,2$ рад проекция F_x возрастает нелинейно. Проекция F_o достигает максимального значения при перекосе барабана в плоскости XY на угол $0,05-0,07$ рад, а затем уменьшается. Перекос барабана заметно увеличивает сопротивление движению ленты. Увеличение энергопотребления при перекосе барабана в плоскостях XY и XZ почти одинаково. Для рассмотренного приводного барабана энергопотребление увеличилось на $4,8\%$ при перекосе барабана на $0,1$ рад в плоскости XY или XZ . Проекция главного вектора F_x имеет меньшую величину при перекосе барабана в плоскости XY по сравнению с таким же перекосом в плоскости XZ . Это позволяет более плавно центрировать ленту поворотом барабана в плоскости XY . Центрирование ленты поворотом барабана в плоскости XZ сопровождается меньшим износом и потерями энергии на трение, так как обеспечивает требуемое силовое воздействие на ленту при меньшем угле перекоса, чем в плоскости XY .

Ключевые слова: конвейерная лента, барабан, перекос барабана, контакт ленты с барабаном, центрирование ленты, компьютерная модель.

Введение
Практика эксплуатации ленточных конвейеров показала, что одной из главных причин боковых смещений ленты являются перекосы барабанов относительно номинального положения [1–4]. Причинами перекосов барабанов являются погрешности монтажа, износ и деформации металлоконструкции при эксплуатации конвейера, выпучивание или проседание почвы. Повышенные боковые смещения ленты приводят к износу ее бортов и нижней обкладки. Известны случаи возгорания ленты при длительном трении о стойки става. В [5] показано, что боковые смещения ленты сильно снижают производительность конвейера. Острые выступы керамических плиток футеровки барабана увеличивают износ нижней обкладки ленты при его перекосе [6].

Лента конвейера является ортотропной оболочкой сложной формы, движущейся под действием распределенных сил. В направлении оси X , совпадающей с осью правильно установленного барабана, для ленты нет кинематических ограничений, поэтому центральное положение ленты на стае обеспечивают регулируемым силовым воздействием.

Боковые смещения ленты как оболочки никто не рассчитывал. Для расчетов используют упрощенные расчетные схемы, представляя ленту как растянутую нить или как растянутый стержень с нулевыми граничными условиями, соответствующими отсутствию боковых смещений на концевых барабанах [4]. Поскольку боковые смещения и перекосы ленты на концевых барабанах возможны, более точные граничные условия включают уравнения сил и моментов [7].

Большая изгибная жесткость ленты относительно вертикальной плоскости симметрии ленты YZ приводит к тому, что дискретные силы F_k , действующие на ленту в направлении оси X , вызывают ее незначительные локальные смещения, но обеспечивают центральное движение ленты, условием которого является равенство

$$\sum_k F_{kx} = 0, \quad (1)$$

где F_{kx} – проекция силы F_k на ось X .


Для устойчивости центрального движения ленты необходимо, чтобы проекции F_{kx} были направлены противоположно боковому смещению ленты U_x , например, имели вид

$$F_{kx} = -C_\delta U_x, \quad (2)$$

где C_δ – жесткость характеристики силы, Н/м.

Этим свойством обладают силы, создаваемые желобчатыми роликкооперами, специальными центрирующими устройствами, барабанами выпуклой формы. Цилиндрические барабаны не создают центрирующей силы (2).

* [✉ bgtu@yandex.ru](mailto:bgtu@yandex.ru)

 <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>.

Экспериментальные зависимости скорости осевого смещения ленты на приводном барабане от угла перекоса центрирующего ролика в горизонтальной плоскости при разных углах наклона приводного барабана определены в [8]. Показано, что использование бочкообразного барабана недостаточно в случаях возникновения эксплуатационных факторов, влияющих на децентрирование движения ленты, например, при неравномерной загрузке скипа, поэтому необходимо иметь специальные средства центрирования ленты в виде центрирующих роликов.

Поворот барабанов конвейера используют для выполнения условия (1) путем ручного регулирования. Критериями эффективности такого регулирования являются жесткость C_8 и мощность силы трения W_f на дуге охвата. Небольшая величина C_8 позволяет плавно центрировать ленту. Уменьшение W_f снижает износ ленты и барабана.

Трехбарабанная механическая модель для изучения боковых смещений и изгиба ленты описана в [9]. Целью исследования был выбор положений барабана и детектора края ленты для эффективного центрирования ленты и исключения неустойчивых боковых смещений.

В [10] отмечается, что центрирование конвейерной ленты на барабане вызвано изгибом ленты и ее неравномерным растяжением по ширине.

Общий случай взаимодействия ленты с барабаном, перекошенным в горизонтальной или вертикальной плоскостях, рассмотрен в [11].

В [12] анализ взаимодействия ленты с перекошенным барабаном показал, что при перекосе в вертикальной плоскости точки ленты движутся по винтовым линиям на поверхности барабана. При перекосе в горизонтальной плоскости точки ленты движутся по эллиптическим кривым на поверхности барабана. Суммарная проекция сил трения на ось барабана обозначена как боковая сила. Зависимости боковой силы от угла перекоса барабана в вертикальной и горизонтальной плоскостях получены из приближенного рассмотрения скольжения ленты на барабане. Эти зависимости могут быть использованы для оценки силы сопротивления движению ленты, износа ленты и барабана. Для расчета боковых смещений ленты они непригодны, так как для этого необходимо учитывать не силы трения ленты на барабане, а главный вектор сил контакта ленты с барабаном.

В [13] рассмотрено взаимодействие с перекошенным барабаном ленты, боковые смещения которой ограничены. Показано, что зона контакта ленты с барабаном содержит участки покоя и относительного скольжения ленты. На участке покоя скольжение ленты относительно барабана отсутствует, и контактные касательные напряжения, определяемые сдвигом обкладки и резинотканевых слоев ленты относительно барабана, создают силу трения покоя. На участке скольжения происходит относительное смещение контактирующих точек ленты и барабана и возникает сила трения скольжения.

В [14] рассмотрено движение ленты, охватывающей два барабана, при пересекающихся и скрещивающихся осях барабанов. Получены аналитические зависимости для вычисления смещения ленты, степени перекоса. Результаты вычислений подтверждены конечно-элементным расчетом.

Барабаны ленточных конвейеров являются ответственными тяжело нагруженными узлами. Современные подходы к их проектированию и производству рассмотрены в [15].

Аналитические зависимости движения ленты на перекошенном барабане

Рассмотрим барабан, центр которого совпадает с началом декартовой системы координат XYZ. Для простоты изложения примем, что ось Z направлена вертикально, а оси X и Y – горизонтально.

При совпадении оси барабана с осью X (рис. 1) точка начала контакта ленты с барабаном A_n находится на одной вертикальной прямой с точкой окончания контакта ленты с барабаном A_k .

При перекосе барабана в плоскости XZ, т. е. при повороте вокруг продольной оси конвейера Y на угол γ_y , относительное смещение ленты U_b , м, в направлении оси барабана имеет вид [13]

$$U_b = R \operatorname{tg} \gamma_y \left(1 - \cos \frac{\zeta}{R} \right), \quad (3)$$

где ζ – криволинейная координата, направленная вдоль дуги охвата, начиная от точки набегания ленты на барабан (точка A_n); R – радиус барабана.

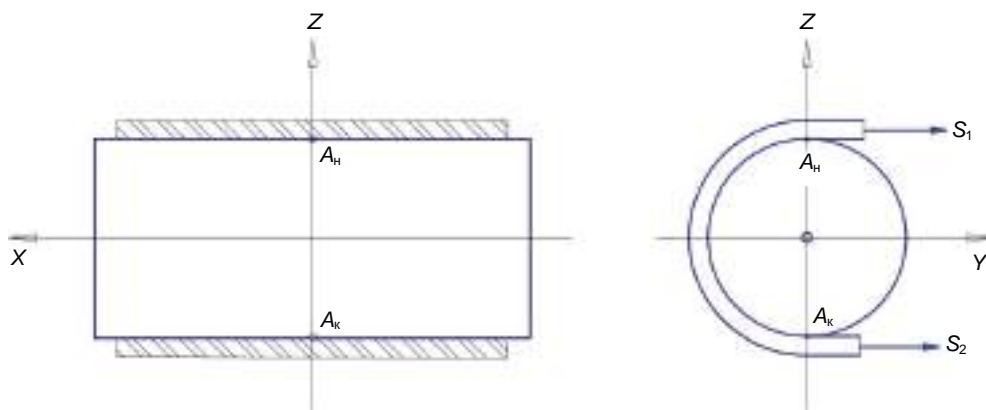


Рисунок 1. Схема огибания правильно установленного барабана лентой (S_1 , S_2 – натяжения набегавшей и сбегавшей ветвей ленты).
Figure 1. Scheme of bending around a correctly installed pulley with a tape (S_1 , S_2 – tension of the incoming and outgoing runs of the tape).

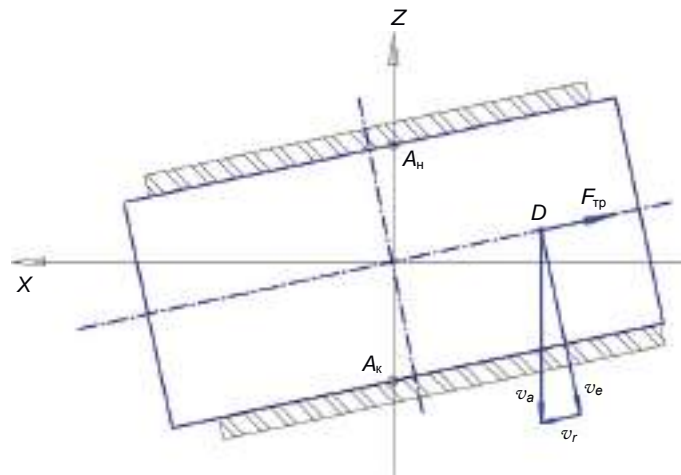


Рисунок 2. Схема расположения ленты на барабане, перекошенном в плоскости XZ. v_r – скорость скольжения ленты вдоль образующей барабана.

Figure 2. The layout of the tape on the pulley skewed in the XZ plane. v_r is the sliding speed of the tape along the element of the pulley.

На рис. 2 показан план скоростей точки D ленты, контактирующей с поверхностью барабана, перекошенного в плоскости XZ. Абсолютная скорость точки ленты v_a складывается из переносной v_e и относительной v_r скоростей. Относительная скорость v_r – это скорость скольжения ленты вдоль образующей барабана. Векторы скоростей v_a , v_e и v_r в момент времени, показанный на рис. 2, параллельны плоскости XY. Сила трения $F_{тр}$ направлена противоположно скорости v_r .

Продифференцировав (3), определим скорость относительного скольжения ленты в направлении оси барабана

$$v_r = v_e \operatorname{tg} \gamma_z \sin \frac{\zeta}{R}. \tag{4}$$

Для неприводного барабана $v_e = \omega R$, где ω – угловая скорость вращения барабана.

Для приводного барабана $v_e = \omega R - v_z$, где v_z – проекция скорости скольжения ленты на касательную к окружности барабана.

На первой части дуги охвата ($\zeta \leq \pi R$) скорость относительного скольжения ленты направлена вдоль образующей барабана в сторону опущенного края барабана, а сила трения $F_{тр}$ действует на ленту в направлении поднятого края барабана (рис. 2).

На второй части дуги охвата ($\zeta > \pi R$) скорость относительного скольжения и сила трения меняют направление.

При перекосе барабана в плоскости XY, т. е. при повороте вокруг оси Z на угол γ_z , относительное смещение ленты U_b , м, в направлении оси барабана имеет вид

$$U_b = R \operatorname{tg} \gamma_z \sin \frac{\zeta}{R}.$$

Максимальное относительное смещение ленты U_b , например, при $R = 0,4$ м и $\gamma_z = 0,1$ рад достигает 40 мм.

На рис. 3 показан план скоростей точки ленты A_n в момент начала контакта ленты с барабаном.

Скорость относительного скольжения ленты в направлении оси барабана определяется формулой

$$v_r = v_e \operatorname{tg} \gamma_z \cos \frac{\zeta}{R}. \tag{5}$$

Лента на первой части дуги охвата ($\zeta \leq \pi R/2$) упруго смещается или скользит вдоль образующей барабана в сторону выдвинутого края барабана, а сила трения действует на ленту в направлении вдвинутого края барабана.

На второй части дуги охвата ($\pi R/2 < \zeta \leq 3\pi R/2$) скорость относительного скольжения ленты и сила трения меняют направление.

При одновременном перекосе барабана в плоскостях XZ и XY, т. е. при повороте вокруг осей Y и Z, скорость относительного скольжения ленты в направлении оси барабана определяется сложением формул (4) и (5).

На приводном неперекошенном барабане смещение ленты относительно барабана направлено по окружности. На приводном перекошенном барабане смещение ленты относительно барабана направлено по винтовой линии. На неприводном перекошенном барабане смещение ленты относительно барабана направлено почти вдоль образующей.

В [12] получены аналитические зависимости для проекций сил трения на ось барабана, в [13] – на ось барабана и ось X. При малых углах перекоса разница между проекциями на ось барабана и ось X незначительна, но с увеличением угла перекоса разница возрастает существенно.

Помимо проекций сил трения на ось барабана для расчета боковых смещений ленты требуется определить главный вектор сил контакта ленты с барабаном. Поскольку в каждой точке дуги охвата лентой барабана нормальная реакция N и сила трения $F_{тр}$ имеют разные направления, для определения главного вектора сил контакта необходимо проинтегрировать N и $F_{тр}$ по дуге охвата.

На центрирование ленты, согласно (1), влияет проекция F_x главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось X. Проекцию главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось барабана F_o используют для расчета осевой нагрузки подшипников барабана.

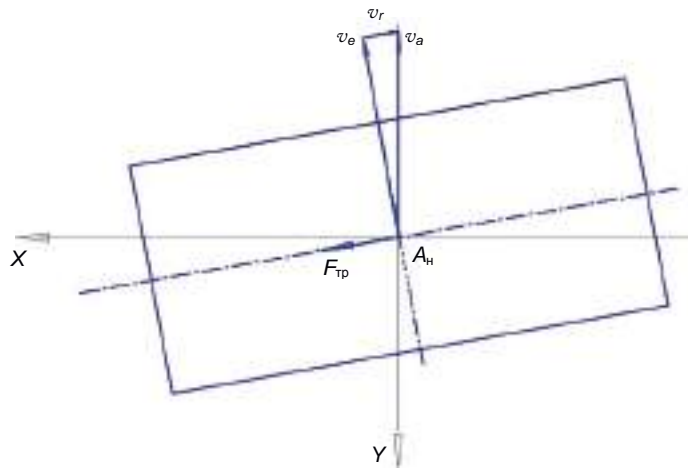


Рисунок 3. План скоростей ленты на барабане, перекошенном в плоскости XY. v_r – скорость скольжения ленты вдоль образующей барабана.

Figure 3. Tape velocity diagram on a pulley skewed in the XY plane. v_r is the sliding speed of the tape along the element of the pulley.

Указанные аналитические модели [9–15] не позволяют эффективно определять главный вектор сил контакта, исследовать движение ленты на перекошенном барабане конвейера с учетом инерционных и механических характеристик привода, вязко-упругих свойств ленты, различных зависимостей сопротивления движению ленты и нелинейного контактного взаимодействия. Сложности расчетам добавляет необходимость рассчитывать размеры участков относительного покоя и скольжения ленты на приводном барабане.

Метод проведения работы: компьютерное моделирование движения ленты на перекошенном барабане конвейера как многомассовой динамической системы с учетом механических характеристик привода, ленты и их контактного взаимодействия с использованием программного комплекса «Универсальный механизм».

Описание компьютерной модели движения ленты на перекошенном барабане

Эффективным инструментом исследования движения ленты на перекошенном барабане является компьютерное моделирование с использованием программных комплексов (ПК) «Универсальный механизм», Adams и др.

Разработанная модель включает приводной и тормозной барабаны одинакового радиуса, замкнутую ленту, представленную 36 телами ленты (ТЛ), соединенными упруго-диссипативными элементами. Изгибная жесткость ленты не учитывается. В модели ТЛ пронумерованы последовательно с № 1 до № 36.

Центр неподвижной прямоугольной системы координат совмещен с центром приводного барабана. Ось Y – продольная ось конвейера – проходит через середины осей вращения барабанов (рис. 4).

У горизонтального конвейера ось Z направлена вертикально вверх, а ось X – горизонтально. Ось X совпадает с осью вращения неперекошенного приводного барабана. Ось тормозного барабана соединена с грузовым натяжным устройством и может перемещаться вдоль оси Y.

Для создания перекоса приводного барабана в плоскости XY его ось вращения поворачивают относительно оси Z, а для создания перекоса в плоскости YZ – относительно оси Y. На рис. 4, б показан приводной барабан, перекошенный в плоскости XY.

Поперечное сечение ленты имеет большую изгибную жесткость относительно плоскости YZ из-за большого момента инерции относительно оси Y. Вследствие этого боковые смещения изгиба ленты в направлении оси X на ограниченной длине дуги охвата незначительны. Поэтому в модели принято, что боковые смещения ленты в направлении оси X отсутствуют.

Изменение растяжения по ширине ленты для конвейеров длиной более 100 единиц ширины ленты можно не учитывать.

Модель включает силу трения скольжения ползуна тормозного барабана по направляющей и упруго-диссипативную силу растяжения каната груза.

Контактное взаимодействие ленты с барабанами представлено контактными силами «точка-окружность», описанными в руководстве пользователя ПК «Универсальный механизм» [16].

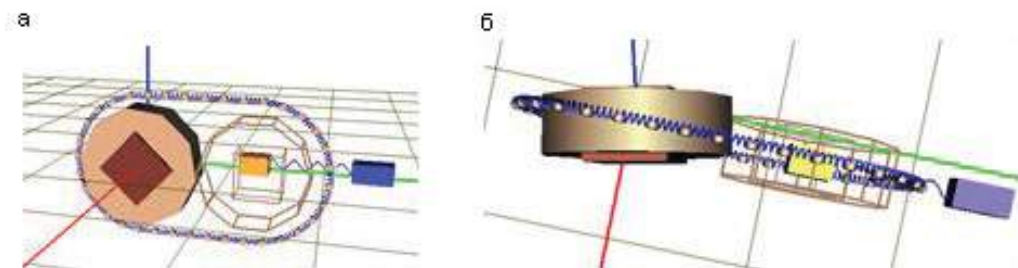


Рисунок 4. Модель замкнутой ленты, охватывающей приводной и тормозной барабаны, созданная в среде ПК «Универсальный механизм». а – вид сбоку; б – вид сверху.

Figure 4. Model of a closed tape covering the drive and brake pulley created in the "Universal Mechanism" PC environment. a is a side view; b - top view.

В случае скольжения сила трения $F_{тр}$ пропорциональна нормальной реакции N контактирующих тел и направлена против скорости скольжения.

$$F_{тр} = fN,$$

где f – коэффициент трения скольжения, величина которого зависит от скорости скольжения v_s .

Зависимость коэффициента f от величины v_s учитывает эффект Штрибека

$$f(v_s) = f_\infty + (f_0 - f_\infty) \exp(-v_s/v_{str})^\delta + \nu v_s,$$

где f_0, f_∞ – коэффициенты трения при нулевой скорости и при бесконечной скорости скольжения; v_{str} – скорость Штрибека, определяющая интервал скорости скольжения, на котором имеет место эффект экспоненциального падения коэффициента трения; $\delta \in [0,5; 1]$ – эмпирический показатель степени; ν – коэффициент вязкого трения.

Переход от трения скольжения к трению покоя происходит, если скорость скольжения меняет направление на противоположное. Величина силы трения покоя определяется коэффициентами контактной жесткости C_n и контактной диссипации C_d .

При асинхронном электроприводе крутящий момент приводного барабана представим зависимостью

$$M_1 = \frac{M_{nom}}{\varepsilon_k} \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_s} \right), \quad (6)$$

где M_{nom} – номинальный крутящий момент приводного барабана, ε_k – номинальное электромеханическое скольжение электродвигателя (ЭД); ω_1 – угловая скорость приводного барабана; ω_s – синхронная угловая скорость ЭД; I – передаточное отношение привода.

Линейная зависимость (6) хорошо подходит для установившегося режима работы асинхронного ЭД.

Сопrotивление движению конвейерной ленты реализовано с помощью тормозного барабана. Момент тормозного барабана представлен зависимостью

$$M_2 = M_{C0} + M_{C1}\omega_2,$$

где M_{C0}, M_{C1} – коэффициенты сопротивления вращению тормозного барабана, ω_2 – угловая скорость тормозного барабана.

Уменьшение значений M_{nom}, M_{C0} и M_{C1} до величин около $(0,01 \dots 0,001)S_1R$ позволяет моделировать движение ленты на перекошенном неприводном барабане.

Результаты моделирования

С использованием компьютерной модели проведено моделирование установившегося движения ленты на перекошенном приводном барабане конвейера со следующими параметрами: масса ленты $\rho = 16$ кг/м; длина ленты, представляемая одним дискретным телом ленты (ТЛ), $l_0 = 0,1$ м; жесткость упруго-диссипативного элемента $C_1 = 6$ МН; коэффициент диссипации упруго-диссипативного элемента $\mu_1 = 5,6$ кН · с/м; $\omega_s = 5,2$ рад/с; $\varepsilon_k = 0,04$; $M_{nom} = 5000$ Н · м; $M_{C0} = 2500$ Н · м; $M_{C1} = 500$ Н · м · с/рад; $R = 0,4$ м; угол охвата $\alpha_0 = \pi$ рад; $f_0 = f_\infty = 0,25$; коэффициент контактной жесткости $C_n = 1,0$ МН/м; коэффициент контактной диссипации $C_d = 500$ Н · с/м; $\nu = 0$; масса груза натяжного устройства $M_{n,y} = 5000$ кг, сила трения скольжения ползуна тормозного барабана $F_{n,y} = 192$ Н.

На рис. 5 приведены графики проекций сил трения ТЛ № 6–17 на ось X при перекосе барабана в плоскости XU на $0,05$ рад. На рис. 5, 6 по оси абсцисс указано время (с), по оси ординат указана величина проекции силы трения (Н).

Из графиков рис. 5 видно, что проекции сил трения ТЛ на ось X меняют знак при переходе ТЛ на вторую половину дуги охвата ($\zeta > \pi R/2$). Величины проекций сил трения ТЛ на второй половине дуги охвата меньше, чем на первой, из-за уменьшения силы растяжения ленты. Поворот неприводного барабана вокруг оси Z создает значительную по величине проекцию $F_x = -5,93$ кН главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось X .

На неприводном барабане сила растяжения ленты изменяется несущественно, и сумма проекций сил трения ТЛ на ось X близка к нулю при $\alpha_0 = \pi$. Тем не менее поворот неприводного барабана вокруг оси Z также создает значительную по величине проекцию главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось X за счет силы растяжения ленты.

На рис. 6 приведены графики проекций сил трения ТЛ № 6–17 на ось X при перекосе барабана в плоскости XZ на $0,05$ рад.

Из графиков рис. 6 видно, что ТЛ немонотонно скользят относительно барабана на дуге охвата. В моменты входа ТЛ в контакт с барабаном и выхода из контакта возникают небольшие по величине осцилляции контактных сил и перемещений. Все ТЛ, контактирующие с барабаном, меняют направление скольжения в начале и конце дуги охвата.

Поворот неприводного барабана вокруг оси Y создает большую по величине проекцию главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось X ($F_x = -12,88$ кН), чем поворот вокруг оси Z .

На рис. 7, 8 показаны зависимости проекций F_x главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось X и на ось барабана F_o от угла перекоса приводного барабана в плоскостях XU и YZ . По оси абсцисс указан угол перекоса (рад), по оси ординат указана величина проекций F_x и F_o (кН).

Проекция главного вектора F_x и F_o достигают максимального значения при перекосе барабана в плоскости XZ на угол $0,05$ – $0,07$ рад ($2,8^\circ$ – $4,0^\circ$), а при больших углах незначительно уменьшаются.

При перекосе барабана в плоскости XU на угол до $0,2$ рад проекция F_x возрастает нелинейно с локальным максимумом, соответствующим углу $0,05$ рад. Проекция главного вектора F_o достигает максимального значения при перекосе барабана в плоскости XU на угол $0,05$ – $0,07$ рад, а затем уменьшается.

Поворот барабана в плоскости XU позволяет более плавно центрировать ленту по сравнению с таким же поворотом в плоскости XZ .

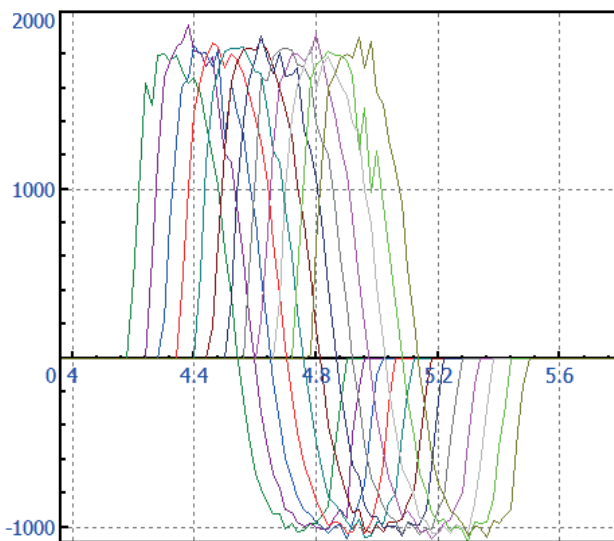


Рисунок 5. Проекция сил трения ТЛ № 6–17 на ось X при перекосе барабана в плоскости XY на 0,05 рад.
Figure 5. The projection of the friction forces of the TL No. 6-17 on the X axis when the pulley is skewed in the XY plane by 0.05 rad.

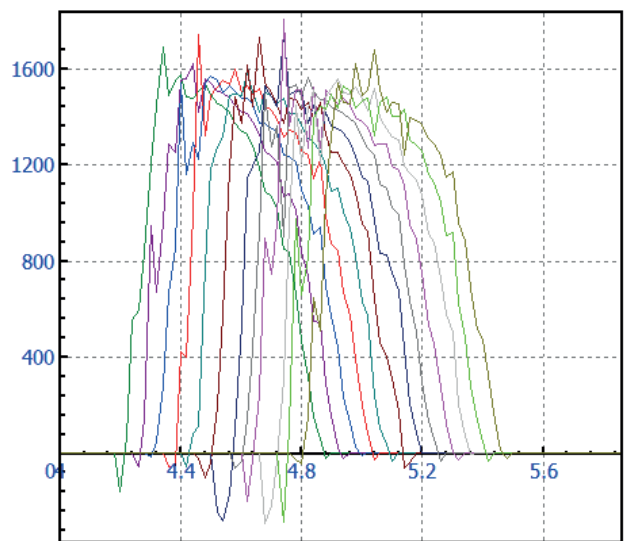


Рисунок 6. Проекция сил трения ТЛ № 6–17 на ось X при перекосе барабана в плоскости XZ на 0,05 рад.
Figure 6. Projections of the friction forces of the TL No. 6-17 on the X axis when the pulley is skewed in the XZ plane by 0.05 rad.

Для указанных исходных данных при углах перекоса барабана менее 0,005 рад проекция F_o составляет менее 11 % радиальной нагрузки на барабан ($S_1 + S_2$).

Мощность силы трения W_f на дуге охвата определим как разницу мощностей, реализуемых приводным барабаном при перекосе и без перекоса. Для заданных параметров модели величина W_f при перекосе барабана в плоскостях XY и XZ на одинаковые углы отличается не более чем на 1 %. Перекос барабана в плоскости XY или YZ на 0,1 рад увеличивает энергопотребление на 4,8 %, а перекос на 0,2 рад – на 8 %.

Определение мощности силы трения важно для оценки износа и температуры ленты и барабана.

Поворот барабана в плоскости XZ для центрирования ленты сопровождается меньшим износом ленты и энергозатратами на трение, так как обеспечивает требуемое силовое воздействие на ленту при меньшем угле перекоса, чем в плоскости XY.

Результаты работы и область их применения

Разработана компьютерная многомассовая динамическая модель движения ленты на перекошенном барабане конвейера, позволяющая более точно определять параметры силового и кинематического взаимодействия ленты с приводным и неприводным барабанами по сравнению с известными аналитическими моделями. Компьютерная модель учитывает механические характеристики привода, ленты и их контактного взаимодействия.

Компьютерную модель и установленные закономерности движения ленты на перекошенном барабане конвейера целесообразно использовать при проектировании ленточных конвейеров горных предприятий.

Выводы

Проекция F_x главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось X является оценкой центрирующего воздействия барабана на ленту. Проекция главного вектора сил контакта ленты с барабаном на ось барабана F_o определяет осевую нагрузку подшипников барабана.

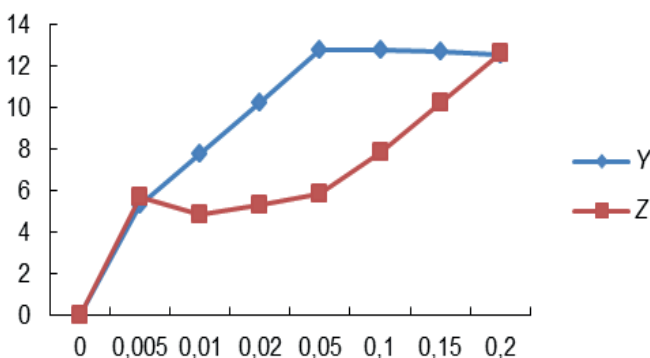


Рисунок 7. Графики проекции F_x , кН, при повороте приводного барабана относительно осей Y и Z.
Figure 7. Projection graphs F_x , kN, when the drive pulley rotates relative to the Y and Z axes.

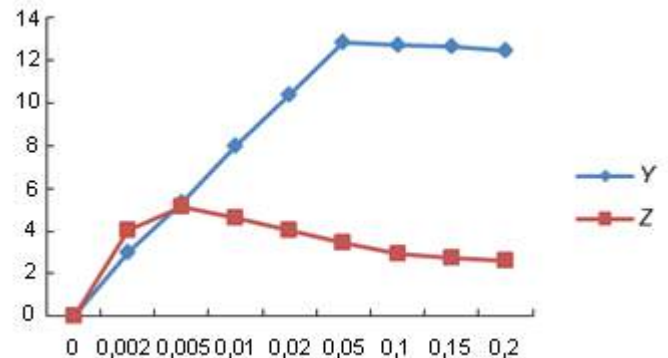


Рисунок 8. Графики проекций F_o , кН, при повороте приводного барабана относительно осей Y и Z.
Figure 8. Graphs of projections F_o , kN, when the drive pulley rotates relative to the Y and Z axes.

Проекция главного вектора F_x и F_o достигают максимального значения при перекосе барабана в плоскости XZ на угол $0,05-0,07$ рад, а затем незначительно уменьшаются. При перекосе барабана в плоскости XU на угол до $0,2$ рад проекция F_x возрастает нелинейно. Проекция F_o достигает максимального значения при перекосе барабана в плоскости XU на угол $0,05-0,07$ рад, а затем уменьшается.

Перекося барабана в плоскостях XU и XZ заметно увеличивает сопротивление движению ленты. Увеличение энергопотребления при перекосе барабана в плоскостях XU и XZ почти одинаково. Для рассмотренного приводного барабана энергопотребление увеличилось на $4,8\%$ при перекосе барабана на $0,1$ рад в плоскости XU или XZ .

Проекция главного вектора F_x имеет меньшую величину при перекосе барабана в плоскости XU по сравнению с таким же перекосом в плоскости XZ . Это позволяет более плавно центрировать ленту поворотом барабана в плоскости XU .

Центрирование ленты поворотом барабана в плоскости XZ сопровождается меньшими износом и потерями энергии на трение, так как обеспечивает требуемое силовое воздействие на ленту при меньшем угле перекося, чем в плоскости XU .

ЛИТЕРАТУРА

1. Биличенко Н. Я., Высочин Е. М., Завгородний Е. Х. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров. Киев: ГИТЛ, 1964. 263 с.
2. Egger M., Hoffmann K. Lateral running behaviour of conveyor belts // Bulk Solids Handling. 2001. Vol. 21, issue 3. P. 301–306.
3. Egger M., Hoffmann K. Tracking of Flat Belts // Journal of Mechanics Engineering and Automation. 2012. Vol. 2 (1–2), Serial Number 7. P. 27–36.
4. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. М.: Машиностроение, 1978. 385 с.
5. Fazekas G. A. G. On the lateral creep of flat belts // Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME. 1963. Vol. 85, issue 3. P. 307–310.
6. Zhang Y. Destruction of belt bottom covers: Conveyor belt bottom cover failure from Idlers and Pulleys // Bulk Solids Handling. 2016. Vol. 36, issue 6. P. 16–21.
7. Дмитриев В. Г., Реутов А. А. Исследование боковых смещений ленты порожняковой ветви конвейера, оборудованной центрирующими роликпоррами // Изв. вузов. Горный журнал. 1981. № 9. С. 64–67.
8. Зотов В. В. Методы устранения смещения ленточного тягового органа на приводном барабане подъемной установки // ГИАБ. 2006. № 11. С. 269–275.
9. Egger M., Pirko A., Hoffmann K. Simulation of flat belt running // Steel Research International. 2007. Vol. 78, issue 4. P. 364–368.
10. Kribitz G. A. A descriptive explanation of the belt tracking properties of pulleys by using the geometric properties of the flat pattern of their surface // Bulk Solids Handling. 2016. Vol. 36, issue 4. P. 44–50.
11. Белостоцкий Б. Х. Анализ поперечного движения ленты на барабане // Шахтный и карьерный транспорт. М.: Недра, 1974. Вып. 6. С. 116–121.
12. Дьяков В. А., Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Ленточные конвейеры в горной промышленности. М.: Недра, 1982. С. 254–263.
13. Реутов А. А. Моделирование приводов ленточных конвейеров. Брянск: БГТУ, 2011. С. 131–134.
14. Zhang W. Analysis on skew of flat belts in two-pulley drives // Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME. 2011. Vol. 133, issue 11. Article number 111001. <https://doi.org/10.1115/1.4004982>
15. Helten S., Miketta A. Design, engineering and manufacturing of heavy-duty conveyor-belt pulleys [Auslegung, Konstruktion und Fertigung hochbeanspruchter Fdrdergurttrommeln] // World of Mining – Surface and Underground. 2018. № 70(2). P. 114–119.
16. Программа ввода данных. Руководство пользователя. URL: http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf

Статья поступила в редакцию 06 ноября 2018 г.

Modelling the interaction of the belt with the out-of-line pulley of the conveyor

Aleksandr Alekseevich REUTOV*

Bryansk State Technical University, Russia, Bryansk

Relevance of research. The operation of belt conveyors shows that the distortions of the pulleys relative to the nominal position are one of the main reasons for the intensive wear of the belt, spilling of cargo, and increased energy consumption. There are known cases of fire of the tape during prolonged friction.

Purpose: to establish the patterns of belt movement on an out-of-line conveyor pulley, to determine the parameters of power and kinematic interaction of the belt with drive and non-drive pulleys, taking into account the mechanical characteristics of the drive, belt and their contact interaction.

Method of work: computer simulation of belt movement on an out-of-line conveyor pulley as a multi-mass dynamic system, taking into account the mechanical characteristics of the drive, belt and their contact interaction using the Universal Mechanism software package.

Results of work and their scope. A computer-based multi-mass dynamic model of belt movement on an out-of-line conveyor pulley has been developed, which allows more accurately determining the parameters of the force and kinematic interaction of the belt with drive and non-drive pulleys in comparison with well-known analytical models. The computer model takes into account the mechanical characteristics of the drive, tape and their contact interaction. It is advisable to use a computer model and established patterns of belt movement on an out-of-line conveyor pulley when designing conveyor belts of mining enterprises.

Conclusions. It was found that the projection F_x of the main vector of the forces of contact of the tape with the pulley on the X axis is an estimate of the centering action of the pulley on the tape. The projection F_o of the main vector of the contact forces of the tape with the pulley on the pulley axis determines the axial load of the pulley bearings. The projections of the main vector F_x and F_o reach their maximum value when the pulley is out-of-line in the XZ plane by an angle of 0.05–0.07 rad, and then slightly decreases. When the pulley is skewed in the XY plane by an angle of up to 0.2 rad, the projection F_x increases nonlinearly. The projection F_o reaches its maximum value when the pulley is skewed in the XY plane by an angle of 0.05–0.07 rad, and then decreases. Skewing the pulley significantly increases the resistance to movement of the tape. The increase in energy consumption when the pulley is skewed in the XY and XZ planes is almost the same. For the drive pulley under consideration, energy consumption increased by 4.8% when the pulley was skewed by 0.1 rad in the XY or XZ plane. The projection of the main vector F_x is smaller when the pulley is skewed in the XY plane compared to the same out-of-line in the XZ plane. This allows you to more smoothly center the tape by turning the pulley in the XY plane. Centering the tape by turning the pulley in the XZ plane is accompanied by less wear and friction energy loss, as it provides the required force on the tape with a smaller angle of skew than in the XY plane.

Keywords: conveyor belt, pulley, out-of-line of a pulley, contact of a belt with the pulley, centering of the belt, computer model.

REFERENCES

1. Bilichenko N. Ya., Vysochin Ye. M., Zavgorodniy Ye. Kh. 1964, *Eksploatatsionnyye rezhimy lentochnykh konveyerov* [Operating modes of belt conveyors]. Kiev, 263 p.
2. Egger M., Hoffmann K. 2001, Lateral running behaviour of conveyor belts. *Bulk Solids Handling*, vol. 21, issue 3, pp. 301–306.
3. Egger M., Hoffmann K. 2012, Tracking of Flat Belts. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, vol. 2 (1–2), Serial Number 7, pp. 27–36.
4. Shakhmeyer L. G., Dmitriyev V. G. 1978, *Teoriya i raschet lentochnykh konveyerov* [Theory and calculation of belt conveyors]. Moscow, 385 p.
5. Fazekas G. A. G. 1963, On the lateral creep of flat belts. *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 85, issue 3, pp. 307–310.
6. Zhang Y. 2016, Destruction of belt bottom covers: Conveyor belt bottom cover failure from Idlers and Pulleys. *Bulk Solids Handling*, vol. 36, issue 6, pp. 16–21.
7. Dmitriyev V. G., Reutov A. A. 1981, Investigation of lateral displacements of the belt of the empty branch of the conveyor equipped with centering roller bearings. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 9, pp. 64–67. (In Russ.)
8. Zotov V. V. 2006, Methods of eliminating displacements of the tape traction body on the drive pulley of the lifting installation. *Gornyye Informatsionno-Analiticheskiy Byulleten (nauchno-tekhnicheskii zhurnal)* [Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)], no. 11, pp. 269–275. (In Russ.)
9. Egger M., Pirko A., Hoffmann K. 2007, Simulation of flat belt running. *Steel Research International*, vol. 78, issue 4, pp. 364–368.
10. Kribitz G. A. 2016, A descriptive explanation of the belt tracking properties of pulleys by using the geometric properties of the flat pattern of their surface. *Bulk Solids Handling*, vol. 36, issue 4, pp. 44–50.
11. Belostotskiy B. Kh. 1974, *Analiz poperechnogo dvizheniya lenty na barabane* [Analysis of the transverse movement of the tape on the pulley]. *Mine and quarry transport*. Moscow, issue 6, pp. 116–121.
12. D'yakov V. A., Shakhmeyer L. G., Dmitriyev V. G. 1982, *Lentochnyye konveyery v gornoy promyshlennosti* [Belt conveyors in the mining industry]. Moscow, pp. 254–263.
13. Reutov A. A. 2011, *Modelirovaniye privodov lentochnykh konveyerov* [Modeling of conveyor belt drives]. Bryansk, pp. 131–134.
14. Zhang W. 2011, Analysis on skew of flat belts in two-pulley drives. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, vol. 133, issue 11, article number 111001. <https://doi.org/10.1115/1.4004982>
15. Helten S., Miketta A. 2018, Design, engineering and manufacturing of heavy-duty conveyor-belt pulleys [Auslegung, Konstruktion und Fertigung hochbeanspruchter Fdrdergurttrommeln]. *World of Mining – Surface and Underground*, no. 70(2), pp. 114–119.

The article was received on November 06, 2018

* ✉ bgtu@yandex.ru

id <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>.