

АЛГОРИТМ ОСТАНОВА КОНВЕЙЕРА С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ТОРМОЖЕНИЕМ ХВОСТОВОГО БАРАБАНА

В.В. Дмитриева¹, А.А. Собянин¹, П.Е. Сизин²

¹ РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, Москва, Россия

² ИБО НИТУ «МИСиС», Москва, Россия, e-mail: mstranger@list.ru

Аннотация: Предложен и описан алгоритм останова ленточного конвейера с предварительным торможением хвостового барабана. Определен способ расчета оптимальной величины тормозного момента, который следует приложить, чтобы останов произошел без проскальзывания ленты. Результаты работы алгоритма подтверждены моделированием в Matlabe. Модель содержит следующие технологические элементы: асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, ленточный конвейер, регулируемое натяжное устройство. Для определения текущих значений тягового фактора, натяжений, возникающих в ветвях ленты, сил сопротивления движению в модель введены вычислительные блоки. Основные результаты работы – метод расчета тормозного момента для хвостового барабана, полученные переходные процессы изменения натяжений в ветвях ленты и тягового фактора конвейера. Для подтверждения возможности применения разработанного алгоритма выполнен прочностной расчет ленты и проверка двигателя по пусковым нагрузкам. Применение предлагаемого авторами алгоритма позволяет устраниить либо минимизировать проскальзывание ленты конвейера на приводном барабане во время его останова. Кроме того, применение этого алгоритма совместно с торможением привода позволяет значительно сократить время останова привода, в течение которого проскальзывание ленты в принципе может возникнуть. Для исследуемой установки время, в течение которого потенциально может возникнуть проскальзывание ленты, сокращается примерно в пять раз. Это позволит снизить износ ленты и уменьшить потери транспортируемого груза, а следовательно, повысить эффективность работы конвейерной установки даже в случае неполного устранения проскальзывания ленты.

Ключевые слова: пуско-тормозные режимы, ленточный конвейер, торможение привода, тормозной момент, тяговый фактор, управляемое натяжное устройство, динамические усилия в ленте, проскальзывание ленты, математическое моделирование, прочностной расчет ленты.

Для цитирования: Дмитриева В. В., Собянин А. А., Сизин П. Е. Алгоритм останова конвейера с предварительным торможением хвостового барабана // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2024. – № 2. – С. 93–104. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_2_0_93.

Algorithm of conveyor stopping with preliminary braking of tail pulley

V.V. Dmitrieva¹, A.A. Sobyanin¹, P.E. Sizin²

¹ Gubkin Russian State University of Oil and Gas (National Research University), Moscow, Russia

² Institute of Basic Education, National University of Science and Technology «MISiS»,
Moscow, Russia, e-mail: mstranger@list.ru

Abstract: The algorithm of belt conveyor stopping with preliminary braking of its tail pulley is proposed and described. The method of calculating an optimal value of the braking torque for the belt stopping without slip is determined. The algorithm efficiency is proved by modeling in Matlab. The model includes an asynchronous motor, a belt conveyor and an adjustable take-up. The model has computing units for finding current values of drag factor, belt tensions and resistance to motion. The main results of this study are the method of calculating the brake torque for the conveyor tail pulley, and the transient processes of change in the belt stresses and drag factor. For proving applicability of the proposed algorithm, the belt strength calculation was carried out, and the starting burdens of the motor were tested. The proposed algorithm allows elimination or minimization of the belt slip on the driving drum during its stopping. For another thing, the use of the algorithm in combination with braking of the drive makes it possible to reduce greatly the time of the drive stopping when the belt slip may take place. This will diminish the belt wear and the conveyed cargo loss, and, consequently, will enhance the conveyor efficiency even in case of incomplete elimination of the belt slip.

Key words: starting and braking modes, belt conveyor, drive braking, braking torque, drag factor, adjustable take-up, dynamic forces in belt, belt slip, mathematical modeling, belt strength calculation.

For citation: Dmitrieva V. V., Sobyanin A. A., Sizin P. E. Algorithm of conveyor stopping with preliminary braking of tail pulley. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2024;(2):93-104. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_2_0_93.

Введение

Современные конвейерные линии обладают большой протяженностью, значительной скоростью транспортирования. Конвейеры потребляют сравнительно мало энергии, просты и надежны в эксплуатации, могут работать в автоматическом режиме. Современное развитие конвейерного транспорта предполагает создание систем, объединяющих добычу и транспортирование полезного ископаемого [1], комплексную автоматизацию, унификацию оборудования, разработку новых машин. Одно из перспективных направлений – это производство конвейерных систем, которые позволяют не только транспортировать груз, но и регулировать скорость транспортировки, изменять направление движения, исключить ручное управление, повысить производительность.

Эффективность работы конвейерного транспорта существенно повышается с применением регулируемого асинх-

ронного электропривода [2]. Особое внимание следует уделить пуску [3] и торможению конвейера, поскольку в этих режимах возникают технические сложности: проскальзывание ленты, пробуксовка двигателя, ударные нагрузки в приводе, повышенный износ оборудования [4, 5].

Использование различных способов торможения конвейеров

Многие электродвигатели, работающие в продолжительном режиме или со значительными нагрузками, останавливаются путем свободного выбега [6]. Когда вся кинетическая энергия двигателя будет израсходована, двигатель останавливается. Однако, учитывая высокую частоту вращения и массо-центровочные характеристики, такой режим приводит к очевидной потере времени и производительности. Кроме того, на конвейерных линиях могут возникнуть

следующие ситуации, когда требуется торможение [7, 8]:

- аварии, когда требуется быстрый останов;
- транспортировка груза наклонными конвейерами, когда необходимо удерживать ленту остановленного наклонного конвейера, чтобы избежать самопроизвольного хода;
- в случае аварии на одном из конвейеров в конвейерной линии [9].

Чтобы сократить время останова конвейера, применяют торможение. В [10] авторы рассмотрели свободный выбег конвейера и принудительное торможение головного барабана. При механическом торможении вал двигателя соединяется с тормозными колодками. При снятии питания с двигателя происходит зажатие колодками тормоза соединительной муфты. В [10] и при торможении, и при свободном выбеге наблюдалось увеличение тягового фактора и проскальзывание ленты. Третьим способом может быть останов с предварительным торможением хвостового барабана, так, чтобы в течение всего времени торможения поддерживалось соотношение напряжений в ветвях ленты, определяемое условием Эйлера [11, 12]. Отключение привода необходимо осуществлять после достижения тяговым фактором определенной величины.

Для исследования режима торможения конвейера будем использовать модель, разработанную в [13].

Математическая модель,

применяемая для исследований

Расчетная схема конвейера длиной L приведена на рис. 1.

Для проведения наших исследований модель конвейера была разделена на две подмодели — модель непосредственно движения конвейерной ленты и модель натяжного устройства (НУ). Это позволяет управлять натяжным устройством, что необходимо в переходных режимах пуска и торможения [14, 15]. Для каждой сосредоточенной массы m_i составляется дифференциальное уравнение на основании уравнения Лагранжа [13, 16], в котором перемещения x_i и скорости \dot{x}_i этих масс являются обобщенными координатами. В модели конвейера сигналы, связанные с ходом натяжного устройства δ , движущим моментом привода M_{pp} , тормозным моментом M_{top} , являются внешними воздействиями. Торможение будет производиться тормозными колодками на приводном и хвостовом барабанах, дополнительные слагаемые попадают в уравнения, составленные для m_1 , и в уравнение для m_3 . Запишем систему уравнений, описывающих движение ленты конвейера, в виде

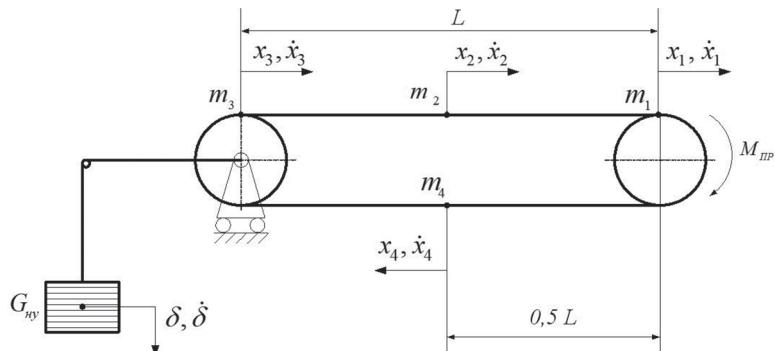


Рис. 1. Расчетная схема одноприводного ленточного конвейера

Fig. 1. Design scheme of a single-wire belt conveyor

$$\dot{X} = AX + B_{\text{пп}} M_{\text{пп}} + B_{\text{топ}} M_{\text{топ}} + \\ + B_1 U_1 + B_s \text{sgn} X, \quad (1)$$

где X – вектор переменных состояния, включающих перемещения, скорости и ускорения сосредоточенных масс m_i .

Матрицы состояния системы A и управления $B_{\text{пп}}$, $B_{\text{топ}}$ и B_s представляют собой блочные матрицы, подробно описанные в [13]. Приведем здесь только интересующие нас матрицы, связанные со следующими моментами: тормозным (P_2) и движущим (P_1)

$$P_2 = \begin{bmatrix} R_b^{-1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & R_b^{-1} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad P_1 = \begin{bmatrix} R_b^{-1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

и матрицы управления B :

$$B_{\text{пп}} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ M^{-1} P_{1 \times 4} \end{bmatrix}, \quad B_{\text{топ}} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 2} \\ M^{-1} P_{2 \times 4} \end{bmatrix}.$$

В разработанной модели [10] можно реализовать управление натяжным устройством, что необходимо при пуске и торможении конвейера [14]. Основная задача НУ – это поддержание на требуемом уровне соотношения между усилиями в набегающей $S_{\text{наб}}$ и сбегающей $S_{\text{сб}}$ ветвях ленты. Это соотношение называется тяговым фактором:

$$e^{\mu\alpha} = S_{\text{наб}} / S_{\text{сб}}, \quad (2)$$

от его величины зависит тяговая способность конвейера. Для рассматриваемого одноприводного конвейера тяговый фактор должен быть $e^{\mu\alpha} \leq 2,5$. При пуске и торможении в ленте возникают дополнительные динамические усилия W [11, 12], диаграмма натяжений [17, 18] меняется, величина тягового фактора может превысить критическое значение, что приводит к пробуксовке:

$$e^{\mu\alpha}(t) = (S_{\text{наб}} \pm W_d) / (S_{\text{сб}} \pm W_d), \quad (3)$$

где W_d – дополнительное динамическое усилие.

Алгоритм торможения конвейера

Сформулируем основные этапы алгоритма торможения. При начале останова конвейера следует осуществить торможение хвостового барабана, так, чтобы возникающие при этом динамические натяжения в ветвях конвейера изменили значение тягового фактора $1/e^{\mu\alpha}$ до такой величины, при которой с момента отключения привода до момента останова приводного барабана проскальзывание ленты на нем будет отсутствовать. Отключение привода необходимо осуществлять после достижения тяговым фактором определенной величины, то есть сигнал на останов привода должен быть сформирован через некоторое время после начала останова конвейера [19].

Для расчета величины тормозного момента, который должен прикладываться к хвостовому барабану, используем диаграмму натяжений. Основываясь на утверждении, что на хвостовом барабане натяжение равно $S_2 = 0,5G_{\text{нуб}}$, вычислим натяжения на приводном барабане в точке набегания ленты и сбегания. Согласно методу обхода по контуру, натяжение в точке сбегания с приводного барабана равно $S_{\text{сб}} = 0,5G_{\text{нуб}} - W_p$; в точке набегания $S_{\text{наб}} = 0,5G_{\text{нуб}} + W_p$, где W_p – сопротивление движению на порожней ветви, W_g – сопротивление движению на грузовой ветви.

При торможении хвостового барабана конвейера возникают дополнительные силы сопротивления движению ленты в порожней W_{Tn} и грузовой W_{Tr} ветвях. Подставим эти натяжения в (2):

$$S_{\text{сб}} = 0,5G_{\text{нуб}} - W_p - W_{Tn}; \\ S_{\text{наб}} = 0,5G_{\text{нуб}} + W_p + W_{Tr} \quad (4)$$

Эти силы W_{Tn} и W_{Tr} пропорциональны силе трения между тормозной колодкой и тормозным барабаном (либо тормозным диском). Рассмотрим тормозное устройство, состоящее из одного тормозного барабана и одной тормозной ко-

лодки. Общая схема такого устройства представлена на рис. 2.

При торможении колодка прижимается к соединительной муфте с определенной силой, при этом возникает сила реакции опоры F_{po} , модуль которой равен модулю силы, прикладываемой к колодке, а направление — обратное направлению силы, прикладываемой к колодке. Сила трения F_{tp} , возникающая между колодкой и барабаном, равна

$$F_{tp} = F_{po} f, \quad (5)$$

где f — коэффициент трения, величина которого зависит от используемых материалов тормозного барабана и тормозной колодки. Тормозной момент, возникающий на хвостовом барабане конвейера, будет равен

$$M_{tp} = F_{tp} R, \quad (6)$$

где R — радиус соединительной муфты. В исследуемой модели для упрощения расчетов радиус соединительной муфты принят равным радиусу хвостового барабана конвейера R_b .

Проведем серию опытов, изменяя величину тормозного момента при неиз-

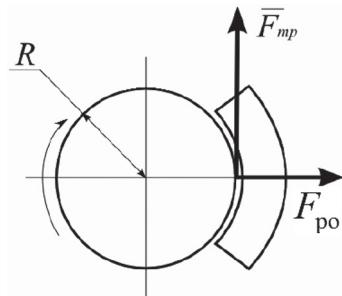


Рис. 2. Схема одноколодочного тормозного устройства
Fig. 2. Diagram of a single-vessel braking device

менных значениях скорости движения ленты и веса натяжного устройства. Вес натяжного устройства равен 80 000 Н, скорость движения ленты равна 2 м/с. Экспериментально было установлено, что величина скорости движения ленты, изменяемая в диапазоне номинальных значений, не влияет на результаты расчета [19].

На основании результатов моделирования вычислим значения возникающих при торможении сил сопротивления движению по (4), а также соответствующие им значения возникающей силы трения между тормозным барабаном и колод-

Таблица 1

Зависимость между силой трения и силами сопротивления движению ветвей конвейера

Relationship between friction force and resistance forces to the movement of conveyor branches

Тормозной момент M_{tp} , Нм	Натяжение S_4 , Н	Натяжение S_1 , Н	Сила трения F_{tp} , Н	Сила сопротивления движению порожней ветви, W_{Tn} , Н	Сила сопротивления движению W_{Tr} , Н	$\frac{W_{Tn}}{F_{tp}}$	$\frac{W_{Tr}}{F_{tp}}$
1000	76 200	27 463	2500	4985	5037	1,994	2,015
1500	78 750	25 004	3750	7535	7496	2,009	1,999
2000	81 289	22 536	5000	10 074	9964	2,015	1,993
2500	83 787	20 025	6250	12 572	12 475	2,012	1,996
3000	86 291	17 523	7500	15 076	14 977	2,01	1,997
3500	88 806	15 030	8750	17 591	17 470	2,01	1,997
4000	91 318	12 534	10 000	20 103	19 966	2,01	1,997
4500	93 813	10 021	11 250	22 598	22 479	2,009	1,998
5000	96 312	7512,5	12 500	25 097	24 988	2,008	1,999

кой как отношение величины тормозного момента на хвостовом барабане к радиусу хвостового барабана согласно (6). Опыты подтвердили линейную зависимость между величиной силы трения $F_{\text{тр}}$ и силами $W_{\text{тп}}$ и $W_{\text{тг}}$. Результаты опытов приведены в табл. 1.

Последние два столбца табл. 1 содержат отношения величины возникающих сил сопротивления движению ленты к величине сил трения между тормозным барабаном и колодкой для грузовой и порожней ветвей соответственно.

Теперь проанализируем приведенные в таблице данные.

Во-первых, результаты моделирования показывают, что величина сил сопротивления движению пропорциональна силе трения, возникающей между соединительной муфтой и колодкой. Коэффициент пропорциональности не зависит от величины тормозного момента.

Во-вторых, модули возникающих сил сопротивления движению для грузовой и порожней ветвей равны между собой. То есть при торможении хвостового барабана конвейера натяжение в точке набегания ленты на приводной барабан увеличивается на некоторую величину, а натяжение в точке сбегания ленты с приводного барабана уменьшается на ту же самую величину. Определим коэффициент пропорциональности:

$$W_{\text{тп}} / F_{\text{тр}} = W_{\text{тг}} / F_{\text{тр}} = k$$

Среднее значение $k = 2,004$. Подставляя найденную величину в (4), получим:

$$S_{\text{сб}} = 0,5G_{\text{hy}} - W_{\text{п}} - 2F_{\text{тр}};$$

$$S_{\text{наб}} = 0,5G_{\text{hy}} + W_{\text{г}} + 2F_{\text{тр}} \quad (7)$$

Таким образом, используя (7), можно установить зависимость силы трения, возникающей между соединительной муфтой и колодкой при торможении хвостового барабана, от величины натяжения ленты.

На основе этой зависимости можно рассчитать значение тормозного момента $M(S_i)$, необходимое для поддержания технологически необходимого значения тягового фактора (2).

Для определения зависимости воспользуемся формулой (7) для порожней ветви. Такой выбор обусловлен следующими факторами. Измерительные датчики целесообразно устанавливать на порожнюю ветвь конвейера, так как при этом меньше возможность повреждения их транспортируемым грузом.

Кроме этого, для определения силы сопротивления движению используется значение суммарного погонного веса, а погонный вес $q_{\text{п}\Sigma}$ порожней ветви не зависит от массы транспортируемого конвейером груза и его распределения на ленте, что позволяет использовать зависимость $M(S_i)$ как в случае равномерного распределения груза на ленте, так и в случае его случайного распределения.

Сила трения равна

$$F_{\text{тр}} = \frac{0,5G_{\text{hy}} - W_{\text{п}} - S_{\text{сб}}}{2k}. \quad (8)$$

Выразим погонный вес порожней ветви через параметры модели конвейера:

$$q_{\text{п}\Sigma} = (q'_{\text{л}} + q'_{\text{р}}) wl, \quad (9)$$

где l — длина участка ленты; $q'_{\text{л}}$ — погонный вес ленты; $q'_{\text{р}}$ — погонный вес роликов; w — коэффициент сопротивления движению ленты.

Подставим (9) в выражения для тормозного момента:

$$M_T = \frac{R_b(0,5G_{\text{ty}} - (q'_{\text{л}} + q'_{\text{р}})lw - S_{\text{сб}})}{2}. \quad (10)$$

Проверка полученных результатов

Проверим полученные зависимости. Произведем расчет требуемой величины тормозного момента, необходимого для поддержания величины тягового факто-

ра на уровне $1/e^{\mu\alpha} = 0,4$. Эта величина поддерживается регулируемым натяжным устройством за счет изменения натяжений в ветвях ленты. При постоянной скорости ленты усилия, которые развиваются в ветвях ленты, равны: $S_{\text{наб}} = 71\,190 \text{ Н}$, $S_{\text{сб}} = 32\,470 \text{ Н}$. При подаче на хвостовой барабан тормозного момента выражение (3) примет вид

$$1/e^{\mu\alpha} = (S_{\text{сб}} - 2F_T) / (S_{\text{наб}} + 2F_T). \quad (11)$$

Подставив в (10) числовые значения, найдем силу сопротивления движению $F_T = 2852,86 \text{ Н}$, а затем найдем величину тормозного момента $M_{\text{тхв}} = 5765,72 \text{ Н}$.

Величину тормозного момента следует определять, исходя из трех условий. Во-первых, значение $e^{\mu\alpha}$ не должно превышать технологически требуемого. Во-вторых, тормозной момент не должен останавливать хвостовой барабан, это увеличит нагрузки на канаты НУ и ленту. В-третьих, лента не должна быть «перетянута», так как это будет увеличивать ее износ.

Выполним моделирование в Matlab [13, 20]. Схема моделирования приведена на рис. 3.

В этой модели реализованы следующие подмодели: LENTA – модель движения ленты конвейера; REGLYATOR NATYAZHENIYA – определение необходимого перемещения натяжного устройства; FAKTOR – определение прямой величины (2), стабилизировать которую нужно в пусковых режимах, и обратной величины $1/e^{\mu\alpha} = S_{\text{сб}} / S_{\text{наб}}$, стабилизировать которую нужно при торможении; TORMOZYSTROYSTVO – модель тормозного устройства (дисковые тормозные колодки); NATYAZCHOE YSTROIYSTVO – модель движения НУ. Интересующие нас усилия в набегающей и сбегающей ветвях ленты в модели обозначены как S_1 и S_4 , величина тягового фактора обозначена Ema , а обратная величина $1/Ema$.

Торможение хвостового барабана начнем в момент времени 80 с с моментом, равным 5766 Нм, торможение привода произведем в момент времени 85 с, когда переходной процесс изменения величины тягового фактора завершится. Кроме того, необходимо использовать торможение приводного барабана, иначе возникает риск хода ленты в обратную

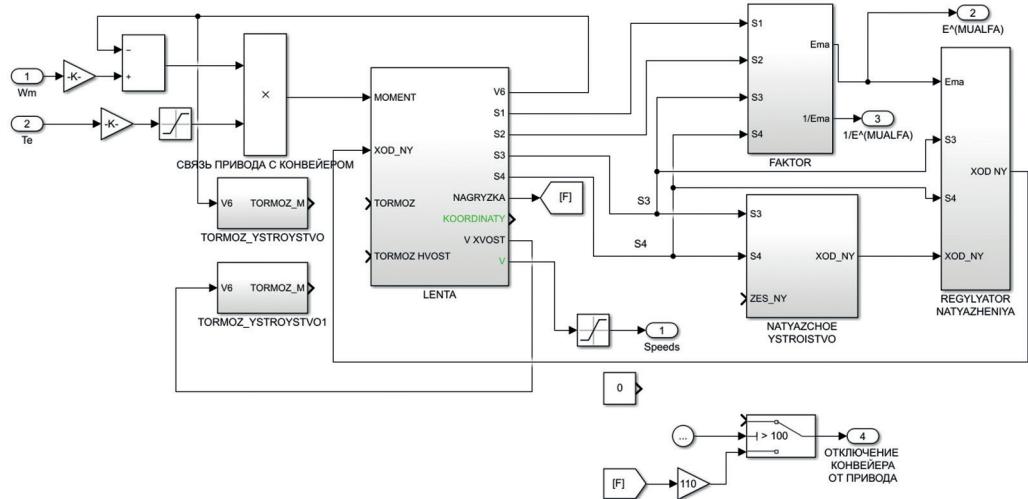


Рис. 3. Схема моделирования ленточного конвейера
Fig. 3. Belt conveyor modeling scheme

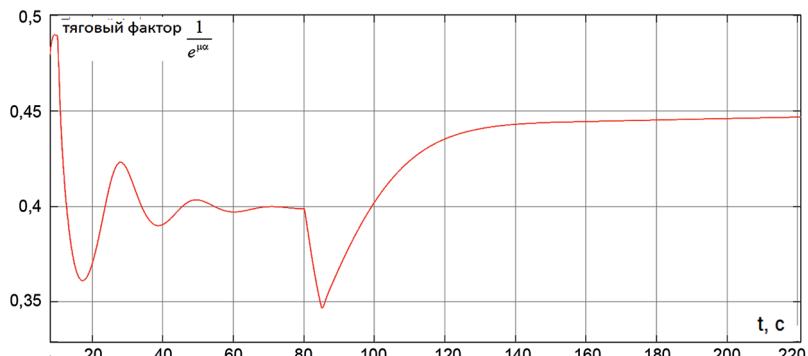


Рис. 4. Изменение тягового фактора при торможении конвейера

Fig. 4. Change of traction factor during conveyor braking

сторону. Принудительное торможение двигателя занимает 5,7 с [10]. При торможении хвостового барабана изменяются усилия $S_{\text{сб}}$ и $S_{\text{наб}}$ до требуемых величин и величина $1/e^{\mu\alpha}$ уменьшается до 0,35. Это свидетельствует о том, что лента перетягивается и создается некоторый «запас» для торможения конвейера без пробуксовки. При торможении привода в момент времени 85 с натяжение в грузовой ветви увеличивается, а в порожней падает, из-за чего возникает пробуксовка. Но, благодаря созданному заранее «запасу», $1/e^{\mu\alpha}$ изменяется плавно, медленно и на очень незначительную величину.

Поведение тягового фактора при данном способе торможения приведено на рис. 4. Видно, что $1/e^{\mu\alpha}$ стабилизируется

на уровне 0,42, что достаточно близко к технологически требуемой величине.

Проведем теперь моделирование останова конвейера посредством свободного выбега, создав предварительный тормозной момент на хвостовом барабане. Такой режим реализуется отключением привода без использования тормоза на приводном барабане. Изменение тягового фактора в таком режиме представлено на рис. 5. При свободном выбеге двигатель останавливается за 27 с [10], но стабилизация $1/e^{\mu\alpha}$ происходит значительно быстрее, за 5 с. Это связано с тем, что при свободном выбеге величина $1/e^{\mu\alpha}$ растет быстрее и интенсивнее, а значит, управляемое натяжное устройство реализует более жесткое ограничение, изменяя свое положение бы-

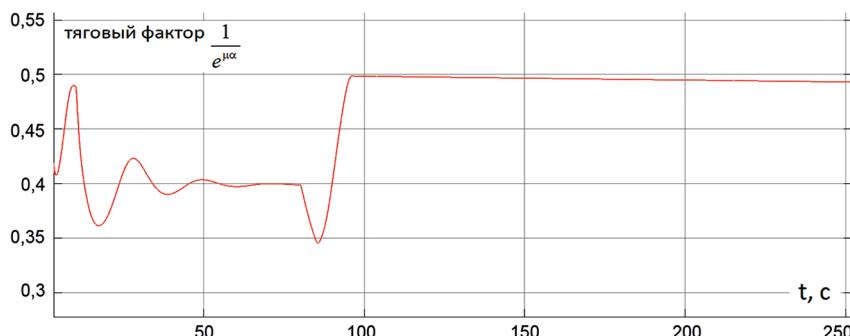


Рис. 5. Изменение тягового фактора при свободном выбеге с предварительным торможением хвостового барабана

Fig. 5. Change in the traction factor during a free run-out with preliminary braking of the tail drum

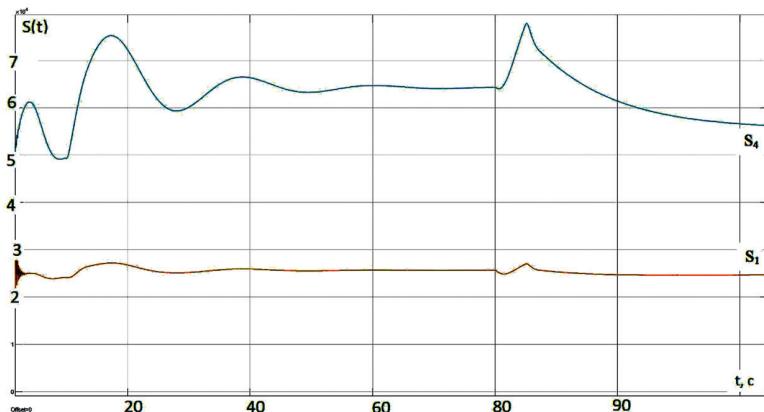


Рис. 6. Изменение усилий в ленте при торможении
Fig. 6. Change of forces in the belt during braking

стрее и на большую величину. На графике видно, что в момент времени 90 с происходит почти нелинейное ограничение сигнала. Однако даже использование регулируемого натяжного устройства не позволяет затормозить без проскальзывания. В этом случае видно, что тяговый фактор увеличивается до $1/e^{\mu\alpha} = 0,5$.

Для контроля работоспособности разработанного алгоритма следует выполнить две проверки. Во-первых, определим необходимую прочность ленты.

Прочность резинотканевой ленты при разрыве определяется по формуле

$$i = \frac{S_{\max} \cdot n}{B \cdot \sigma_p}, \quad (12)$$

где i – число прокладок; n – коэффициент запаса прочности; B – ширина ленты, мм; σ_p – напряжение при разрыве, Н/мм; S_{\max} – максимальное усилие, возникающее в ленте, Н.

Коэффициент запаса прочности n выбирают по таблицам. Для горизонтального конвейера с резинотканевой лентой общего назначения, негорючей, используемой в угольных шахтах, коэффициент запаса прочности должен быть 9,0–10.

Как уже говорилось выше, достоинство разработанной модели в том, что

усилия, возникающие в ленте, можно измерить. Изменение усилий $S(t)$ при торможении конвейера представлено на рис. 6.

Максимальное динамическое усилие, возникающее в ленте, равно $S_{\max} = 84\,000$ Н. Оно появляется, когда после предварительного торможения хвостового барабана включается тормоз на головном барабане и сопротивление движению грузовой ветви возрастает.

Резинотканевые многопрокладочные ленты для тяжелых и средних условий эксплуатации имеют номинальную прочность прокладки от 200 до 500 Н на 1 мм ширины прокладки.

Для рассматриваемого конвейера число прокладок

$$i = (84\,000 \cdot 9)/(1000 \cdot 250) = 4.$$

Итак, для безаварийной отработки представленного алгоритма торможения нужна резинотканевая лента с числом прокладок не менее четырех.

Во-вторых, выполним проверку двигателя по пусковым нагрузкам. Рассчитаем динамическую составляющую натяжения ленты $S_{D\max}$, которую сможет развить двигатель. Она определяется по формуле

$$S_{D\max} = \frac{102P_{D\max} \cdot \lambda_{D\max} \eta}{v} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (13)$$

Таблица 2

Паспортные данные двигателя АИР280S2**Passport data of the AIR280S2 engine**

$P_{\text{н}}$, кВт	$n_{\text{н}}$, об/мин	η , %	$M_{\text{max}}/M_{\text{н}}$
110	2975	94	2,2

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, кВт; $\lambda_{\text{дв}}$ – перегрузочная способность двигателя; η – КПД двигателя; v – скорость движения ленты, м/с; $e^{\mu a}$ – тяговый фактор.

Для конвейерной установки, которую мы рассматриваем, выбран асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором АИР280S2, паспортные данные которого приведены в табл. 2.

Рассчитанное по (13) максимальное динамическое усилие, которое может развить выбранный привод, $S_{\text{дмакс}} = 18\,500$ Н. В рассматриваемом случае

$$S_{\text{дмакс}} = 84\,000 - 71\,000 = 13\,000 \text{ Н.}$$

Выбранный двигатель способен поддерживать требуемое максимальное напряжение ленты, возникающее при торможении.

Выводы

В настоящей статье описан процесс торможения привода и остановки кон-

вейера с использованием колодочных тормозных устройств.

В работе опробован алгоритм останова с предварительным торможением хвостового барабана. Применение этого алгоритма позволяет устранить либо минимизировать проскальзывание ленты конвейера на приводном барабане во время его останова. Кроме того, применение этого алгоритма совместно с торможением привода позволяет значительно сократить время останова привода, в течение которого проскальзывание ленты в принципе может возникнуть. Сравнивая свободный выбег и принудительный останов двигателя, видим, что время, в течение которого потенциально может возникнуть проскальзывание ленты, сокращается примерно в пять раз. В дальнейшем авторы планируют разработать методику расчета уставок и параметров, необходимых для работы алгоритма останова конвейера, в зависимости от его характеристик. Это позволит снизить износ ленты и уменьшить потери транспортируемого груза, а следовательно, повысить эффективность работы конвейерной установки даже в случае неполного устранения проскальзывания ленты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юрченко В. М. Рабочая нагрузка ленточного конвейера как отражение фактической планограммы работы очистного комбайна в очистном забое // Горные науки и технологии. – 2019. – Т. 4. – № 2. – С. 144–149. DOI: 10.17073/2500-0632-2019-2-144-149.
2. Bebic V., Ristic L. Speed controlled belt conveyors: Drives and mechanical considerations // Advances in Electrical and Computer Engineering. 2018, vol. 18, no. 1, pp. 51–60. DOI: 10.4316/AECE.2018.01007.
3. Dmitrieva V. V., Sizin P. E., Sobyanin A. A. Application of the soft starter for the asynchronous motor of the belt conveyor // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021, vol. 942, no. 1, article 012003. DOI: 10.1088/1755-1315/942/1/012003.
4. Sarathbabu Goriparti N. V., Murthy Ch. S. N., Aruna M. Minimization of specific energy of a belt conveyor drive system using space vector modulated direct torque control // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. 2019, vol. 8, no. 4, pp. 505–511.
5. Ke Qian Key Technology of starting and braking for downward belt conveyor with large inclination // Mine Engineering. 2020, vol. 8, no. 4, pp. 451–454. DOI: 10.12677/ME.2020.84056.
6. Lobova K., Lobov V. Choice of braking method of asynchronous electric motor for using in electric drives of conveyor equipment // Metallurgical and Mining Industry. 2015, vol. 7, no. 8, pp. 7–12.
7. Ещин Е. К. Управление динамической нагруженностью забойных скребковых конвейеров // Записки Горного института. – 2019. – Т. 239. – С. 570–575. DOI: 10.31897/PMI.2019.5.570.

8. Клебанов А. Ф. Автоматизация и роботизация открытых горных работ: опыт цифровой трансформации // Горная промышленность. – 2020. – № 1. – С. 8 – 11.
9. Асланов А. А., Гуменников Е. С. Новые решения для шахтного транспорта для перехода к поточной добыче полезных ископаемых// Горные науки и технологии. – 2019. – Т. 4. – № 4. – С. 262 – 272. DOI: 10.17073/2500-0632-2019-4-262-272.
10. Дмитриева В. В., Собянин А. А., Сизин П. Е. Моделирование различных режимов торможения ленточного конвейера // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 11. – С. 80 – 95. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_11_0_80.
11. Дмитриев В. Г., Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
12. Дмитриев В. Г., Вержанский А. П. Основы теории ленточных конвейеров. – М.: Изд-во «Горная книга», 2017. – 590 с.
13. Дмитриева В. В., Сизин П. Е. Анализ моделей ленточного конвейера при различном числе аппроксимирующих масс // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 1. – С. 34 – 46. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_1_0_34.
14. Shengyong Mu Research on the control system of the multi-point driving belt conveyor tension device / International Conference on Big Data, Artificial Intelligence and Internet of Things Engineering (ICBAIE), 2020. DOI: 10.1109/ICBAIE49996.2020.00074.
15. Дмитриева В. В. Моделирование пуско-тормозных режимов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – № 3 – С. 65 – 72.
16. Запенин И. В., Бельфор В. Е., Селищев Ю. А. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров. – М.: Недра, 1969. – 56 с.
17. Sakharwade S., Nagpal S. Analysis of transient belt stretch for horizontal and inclined belt conveyor system // International Jornal of Mathematical, Engineering and Management Sciences. 2019, vol. 4, no. 5, pp. 1169 – 1179. DOI: 10.33889/IJMMS.2019.4.5-092.
18. Дмитриев В. Г., Чередник П. Н. Программный комплекс для тягового расчета и анализа пусковых и тормозных режимов ленточного конвейера // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2016. – № 2. – С. 25 – 35.
19. Бухаров Р. А. Разработка и компьютерное моделирование алгоритма управления для оптимизации процесса торможения магистрального ленточного конвейера // Горные науки и технологии. – 2014. – № 3. – С. 27 – 38.
20. Xi Pingyuan, Song Yandong Dynamic simulation on the belt conveyor on emergency braking / Second International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation. 2009, vol. 1, pp. 34 – 37. DOI: 10.1109/ICICTA.2009.245. ГИАБ

REFERENCES

1. The workload of the conveyor belt as a reflection of the actual planogram of the cleaning combine in the treatment face. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2019, vol. 4, no. 2, pp. 144 – 149. [In Russ]. DOI: 10.17073/2500-0632-2019-2-144-149.
2. Bebic V., Ristic L. Speed controlled belt conveyors: Drives and mechanical considerations. *Advancsts in Electrical and Computer Engineering*. 2018, vol. 18, no. 1, pp. 51 – 60. DOI: 10.4316/AECE.2018.01007.
3. Dmitrieva V. V., Sizin P. E., Sobyanin A. A. Application of the soft starter for the asynchronous motor of the belt conveyor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021, vol. 942, no. 1, article 012003. DOI: 10.1088/1755-1315/942/1/012003.
4. Sarathbabu Goriparti N. V., Murthy Ch. S. N., Aruna M. Minimization of specific energy of a belt conveyor drive system using space vector modulated direct torque control. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2019, vol. 8, no. 4, pp. 505 – 511.
5. Ke Qian Key Technology of starting and braking for downward belt conveyor with large inclination. *Mine Engineering*. 2020, vol. 8, no. 4, pp. 451 – 454. DOI: 10.12677/ME.2020.84056.
6. Lobova K., Lobov V. Choice of braking method of asynchronous electric motor for using in electric drives of conveyor equipment. *Metallurgical and Mining Industry*. 2015, vol. 7, no. 8, pp. 7 – 12.
7. Eshchin E. K. Control of dynamic loading of downhole scraper conveyors. *Journal of Mining Institute*. 2019, vol. 239, pp. 570 – 575. [In Russ]. DOI: 10.31897/PMI.2019.5.570.
8. Klebanov A. F. Automation and robotization of open-pit mining operations: experience of digital transformation. *Russian Mining Industry Journal*. 2020, no. 1, pp. 8 – 11. [In Russ].

9. Aslanov A. A., Gumenikov E. S. New solutions for mine transport for the transition to in-line mining. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2019, vol. 4, no. 4, pp. 262 – 272. [In Russ]. DOI: 10.17073/2500-0632-2019-4-262-272.
10. Dmitrieva V. V., Sobyanin A. A., Sizin P. E. Modeling of various modes of belt conveyor braking. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022, no. 11, pp. 80 – 95. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_11_0_80.
11. Dmitriev V. G., Shakhmeyster L. G. *Teoriya i raschet lentochnykh konveyerov* [Theory and calculation of belt conveyors], Moscow, Mashinostroenie, 1987, 336 p.
12. Dmitriev V. G., Verzhanskiy A. P. *Osnovy teorii lentochnykh konveyerov* [Fundamentals of the theory of belt conveyors], Moscow, Izd-vo «Gornaya kniga», 2017, 590 p.
13. Dmitrieva V. V., Sizin P. E. The analysis of belt conveyor models at different number of approximating masses. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022, no. 1, pp. 34 – 46. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_1_0_34.
14. Shengyong Mu Research on the control system of the multi-point driving belt conveyor tension device. *International Conference on Big Data, Artificial Intelligence and Internet of Things Engineering (ICBAIE)*, 2020. DOI: 10.1109/ICBAIE49996.2020.00074.
15. Dmitrieva V. V. Modeling of starting and braking modes. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2014, no. 3, pp. 65 – 72. [In Russ].
16. Zapenin I. V., Bel'for V. E., Selishchev Yu. A. *Modelirovaniye perekhodnykh protsessov lentochnykh konveyerov* [Modeling of transient processes of belt conveyors], Moscow, Nedra, 1969, 56p.
17. Sakharwade S., Nagpal S. Analysis of transient belt stretch for horizontal and inclined belt conveyor system. *International Jurnal of Mathematical, Engineering and Management Sciences*. 2019, vol. 4, no. 5, pp. 1169 – 1179. DOI: 10.33889/IJMEMS.2019.4.5-092.
18. Dmitriev V. G., Cherednik P. N. A software package for traction calculation and analysis of starting and braking modes of a conveyor belt. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2016, no. 2, pp. 25 – 35. [In Russ].
19. Bukharov R. A. Development and computer simulation of the control algorithm for optimizing the braking process of the main belt conveyor. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2014, no. 3, pp. 27 – 38. [In Russ].
20. Xi Pingyuan, Song Yandong Dynamic simulation on the belt conveyor on emergency braking. *Second International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*. 2009, vol. 1, pp. 34 – 37. DOI: 10.1109/ICICTA.2009.245.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Дмитриева Валерия Валерьевна¹ — канд. техн. наук,
доцент, e-mail: dm-valeriya@yandex.ru,
Собянин Алексей Андреевич¹ — магистр, e-mail: sobyanin99@yandex.ru,
Сизин Павел Евгеньевич — канд. физ.-мат. наук,
доцент, e-mail: mstranger@list.ru, ИБО НИТУ «МИСиС»,
¹ РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина.

Для контактов: Сизин П.Е., e-mail: mstranger@list.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

V.V. *Dmitrieva¹*, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
e-mail: dm-valeriya@yandex.ru,
A.A. *Sobyanin¹*, Magister, e-mail: sobyanin99@yandex.ru,
P.E. *Sizin*, Cand. Sci. (Phys. Mathem.),
e-mail: mstranger@list.ru, Institute of Basic Education,
National University of Science and Technology «MISiS», 119049, Moscow, Russia,
¹ Gubkin Russian State University of Oil and Gas
(National Research University), 119991, Moscow, Russia.
Corresponding author: P.E. Sizin, e-mail: mstranger@list.ru.

Получена редакцией 17.04.2023; получена после рецензии 15.06.2023; принята к печати 10.01.2024.
Received by the editors 17.04.2023; received after the review 15.06.2023; accepted for printing 10.01.2024.