



15. Sukhinina E.V., Ermakov M.A. Ul'trazvukovoe kavitatsionnoe udalenie zausentsev s poverkhnosti malogabaritnykh detalei [Ultrasonic and cavitation removal of burrs from the surface of small parts]. *Zhurnal Molodoi uchenyi* ['Young Scientist' Journal]. Irkutsk: IrGUPS Publ., No.9 (195) 2018. Pp. 53-54.

16. Shastin V.I., Kargapol'tsev S.K., Gozbenko V.E., Livshits A.V. and Filippenko N.G. Physical Analysis of Physical Engineering and Physical Engineering, *International Journal of Applied Engineering Research*. Volume 12, Number 24 (2017). Pp. 15269-15272.

Информация об авторах

Пермяков Александр Геннадьевич – АО «Иркутский релейный завод», главный технолог, г. Иркутск, permykov_ag@irzirk.ru

Шастин Владимир Иванович – к. т. н., доцент кафедры автоматизации производственных процессов, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: kafedra-td@mail.ru

Каргапольцев Сергей Константинович – д. т. н., профессор, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: ksk@irgups.ru

Лившиц Александр Валерьевич – д. т. н., профессор, проректор по научной работе, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: livnet@list.ru

Лгалов Владимир Владимирович – АО «Иркутский релейный завод», зам. главного технолога, г. Иркутск, lgalovvv@irzirk.ru

Authors

Aleksandr Gennad'evich Permyakov – AO Irkutsk Relay Plant, Chief Technologist, Irkutsk, permykov_ag@irzirk.ru

Vladimir Ivanovich Shastin – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor at the Subdepartment of the Automation of Production Processes, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: kafedra-td@mail.ru

Sergei Konstantinovich Kargapol'tsev – Doctor of Engineering Science, Professor, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: ksk@irgups.ru

Aleksandr Valer'evich Livshits – Doctor of Engineering Science, Professor, Vice-Rector for Research, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: livnet@list.ru

Vladimir Vladimirovich Lgalov – AO Irkutsk Relay Plant, Deputy Chief Technologist, Irkutsk, lgalovvv@irzirk.ru

Для цитирования

Пермяков А. Г. Удаление заусенцев с поверхности деталей коммутационной техники в ультразвуковом поле высокой интенсивности / А. Г. Пермяков, В. И. Шастин, С. К. Каргапольцев, А. В. Лившиц, В. В. Лгалов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – Т. 62, № 2. – С. 33–40. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).33–40

For citation

Permyakov A. G., Shastin V. I., Kargapol'tsev S. K., Livshits A. V., Lgalov V. V. Udaleniye zausentsev s poverkhnosti detalei kommutatsionnogo oborudovaniya v vysokointensivnom ul'trazvukovom pole [Removal of burrs from the surface of parts of switching equipment in a high-intensity ultrasonic field]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovaniye* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2019. Vol. 62, No. 2, pp. 33–40. DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).33–40

УДК 621.34

DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).40–47

А. А. Реутов

Брянский государственный технический университет, г. Брянск, Российская Федерация

Дата поступления: 03 апреля 2019 г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МНОГОБЛОЧНЫХ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Аннотация. В статье представлена разработанная компьютерная многомассовая динамическая модель движения ленты на приводных барабанах конвейера, позволяющая анализировать стационарные режимы работы приводов с унифицированными и неунифицированными приводными блоками, определять тяговые усилия и реализуемую мощность приводных блоков, оценивать скольжение и износ ленты на барабанах с учетом механических характеристик электродвигателя, ленты и контактного взаимодействия. Описана методика анализа движения ленты и работы привода, включающая оценку износа ленты и поверхности приводных барабанов через мощность силы трения скольжения дискретных тел ленты по поверхности приводных барабанов. Рассмотрены примеры моделирования двухблочного и трехблочного приводов с нерегулируемыми асинхронными электродвигателями и автоматическим натяжным устройством. Моделирование унифицированных приводных блоков показало, что при малом суммарном сопротивлении движению ленты последний приводной барабан создает самую большую силу тяги. При увеличении сопротивления движению распределение силы тяги между приводными барабанами изменяется, и наибольшую силу тяги создает первый приводной барабан. Применение в ленточном конвейере нескольких унифицированных приводных блоков приводит к неполному использованию их установленной мощности. Увеличение числа унифицированных приводных блоков не дает существенного роста суммарной реализуемой мощности и тягового усилия привода из-за ограниченной прочности ленты. Скорость скольжения ленты на приводных барабанах возрастает с увеличением сопротивления движению ленты. Суммарная мощность силы трения скольжения ленты на трех приводных барабанах меньше, чем на



двух приводных барабанах нерегулируемых приводных блоков. Уменьшение синхронной угловой скорости асинхронного электродвигателя последнего приводного блока снижает скорость скольжения и износ ленты на приводных барабанах.

Ключевые слова: ленточный конвейер, приводной барабан, фрикционный привод, контакт ленты с барабаном, мощность силы трения скольжения, компьютерная модель.

A. A. Reutov

Bryansk State Technical University, Bryansk, the Russian Federation

Received: April 03, 2019

THE MODELING OF STATIONARY OPERATING MODES OF MULTIBLOCK BELT CONVEYOR DRIVES

Abstract. A computer-generated multi-mass dynamic model of belt movement on conveyor drive pulleys has been developed. It allows analyzing stationary modes of operation of drives with unified and non-unified drive blocks, determining traction efforts and usable power of drive blocks, evaluating the slipping and wear of the belt on pulleys, taking into account the mechanical characteristics of the electric motor, belt and contact interaction. A method of analyzing the belt movement and the drive operation is described. The method includes the assessment of belt wear and the surface of the drive pulleys through the power of the sliding friction force of discrete belt bodies along the surface of the drive pulleys. Examples of the modeling of two-block and three-block drives with unregulated asynchronous electric motors and an automatic tensioning device are considered. The modeling of unified drive units showed that, with a small total resistance to the belt movement, the last drive pulley creates the greatest thrust force. When the movement resistance increases, the distribution of thrust between the drive pulleys changes, and the first drive pulley creates the greatest thrust force. The use of several unified drive units in the belt conveyor results in incomplete use of their installed capacity. The increase in the number of unified drive units does not lead to a significant increase in the total usable power and drive tractive force owing to the limited belt strength. The sliding speed of the belt on the drive pulleys increases with increasing resistance to the belt movement. The total power of the sliding friction force of the belt on three drive pulleys is less than on two drive pulleys of unregulated drive blocks. Reducing the synchronous angular velocity of the asynchronous motor of the last drive unit reduces the slipping speed and belt wear on the drive pulleys.

Keywords: belt conveyor, drive pulley, friction drive, belt-to-pulley contact, sliding friction power, computer model

Введение

Большинство современных ленточных конвейеров (ЛК) имеют от одного до трех приводных блоков, установленных в головной части. Протяженные ЛК со сложной трассой дополнительно оборудуют промежуточными приводными блоками.

Приводным блоком называют отдельную составляющую привода, преобразующую электрическую или другую энергию в механическую и передающую силу тяги конвейерной ленте (КЛ).

Один приводной блок имеют обычно ЛК малой мощности. Это обусловлено стремлением упростить конструкцию конвейера и уменьшить количество перегибов КЛ. В ЛК большой мощности (обычно более 120 кВт) устанавливают два или три отдельных приводных блока (рис. 1).

Установка нескольких приводных блоков приводит к увеличению количества узлов привода. Положительными особенностями этой конструкции являются увеличение силы тяги и повышение

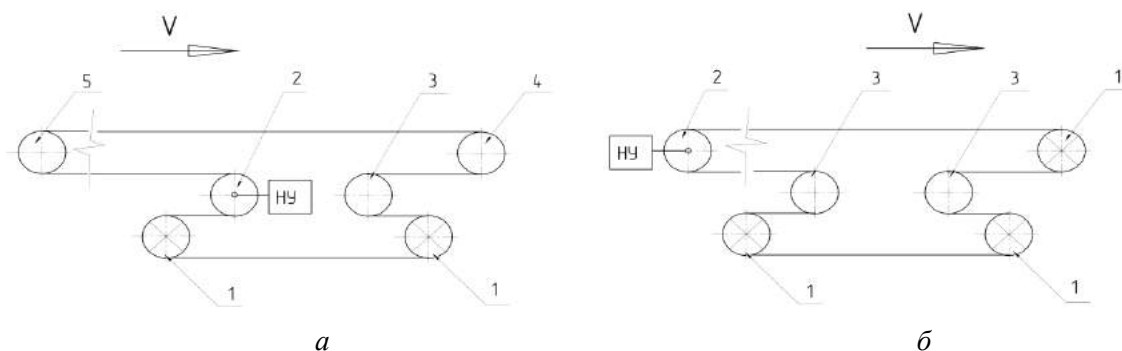


Рис. 1. Схемы расположения приводных барабанов конвейера:

a – схема с двумя приводными блоками; *б* – схема с тремя приводными блоками (барабаны: 1 – приводной, 2 – натяжной, 3 – отклоняющий, 4 – головной, 5 – концевой; НУ – натяжное устройство; V – направление движения ленты)



надежности привода, снижении силы натяжения КЛ, унификация узлов, уменьшение веса и габаритов приводных блоков, снижение стоимости резерва запасных частей.

Поскольку диаметр приводного барабана определяют по допусжаемому давлению КЛ на поверхность барабана, то уменьшение силы натяжения КЛ приводит к сокращению диаметра барабанов и крутящих моментов приводных блоков [1]. Это актуально для мощных конвейеров. Например, ЛК производительностью 2 400 т/ч [2] приводят в движение три приводных барабана диаметром 1,8 м и мощностью 2 000 кВт каждый. Особенности конструирования и изготовления тяжело нагруженных барабанов ЛК рассмотрены отдельно [3].

Определению сил тяги приводных барабанов многоблочного привода ЛК посвящено много научных исследований. Для расчета распределения сил тяги приводных барабанов при отсутствии дуг относительного покоя была выведена формула [4].

Предложена теория распределения нагрузки между двумя приводными блоками ЛК с асинхронными электродвигателями (ЭД) [5]. Теория не учитывает зависимость силы тяги приводного барабана от длины дуги скольжения и имеет ограниченное применение.

Оценена тяговая способность фрикционных приводов ЛК с дополнительными лентами, проведено сравнение разных конструкций приводов по двум критериям [6].

Разработана наиболее полная математическая модель стационарного режима работы многоблочного привода. Модель содержит уравнения, связывающие тяговые усилия приводных барабанов с жесткостными характеристиками асинхронного электропривода и КЛ, а также неравенства, отражающие ограничения силы тяги приводных барабанов, мощности ЭД и прочности КЛ. Получено распределение сил тяги в двухблочном и трехблочном приводе при допущении, что скорость ленты в точке набегания равна скорости поверхности барабана [7].

Исследована динамика пуска длинных многоприводных ЛК с контролируемой скоростью [8]. Динамическая модель позволила сравнить характеристики пуска ЛК с одним и несколькими приводами с загруженной и незагруженной лентой.

Представлена динамическая модель трубчатого ЛК. Получены кривые нагрузки приводного барабана при управлении ЭД головного и хвостового приводов. Система управления ЛК с двухблочным приводом использует улучшенный метод управления «ведущий – ведомый» [9]. Этот метод задает скорость ведущего ЭД и крутящий момент

ведомого ЭД. Двухблочный привод и система управления трубчатым ЛК моделировались с использованием программы «MATLAB-Simulink».

Результаты моделирования показали, что среднее отношение крутящих моментов ведущего и ведомого двигателей составляет около 1,1, а кривые нагрузки ведущего и ведомого двигателей в основном совпадают. Показано, что система управления ЛК с двухблочным приводом позволяет сбалансировать мощности ведущего и ведомого ЭД. Результаты моделирования подтверждаются экспериментом.

Проанализировано взаимодействие двух ЭД привода ЛК и причины дисбаланса их мощностей. Предложены алгоритм многоступенчатого нечеткого управления приводом ЛК, математическая модель выравнивающего контроллера, этапы алгоритма управления и правила ранжирования. Приведен пример моделирования протяженного ленточного конвейера с двухмоторным приводом [10]. Сравнение результатов моделирования предложенного алгоритма и традиционного ПИ-управления показало снижение частоты ошибок примерно на 3 %.

Результаты экспериментальных замеров показали неравномерное распределение мощности между приводными блоками ЛК, заметное скольжение КЛ на приводных барабанах [11].

Описание компьютерной модели

Целью компьютерного моделирования является определение тяговых усилий и реализуемой мощности приводных блоков, скорости скольжения и износа КЛ на приводных барабанах.

Компьютерное моделирование движения КЛ на приводном барабане возможно с использованием программных комплексов (ПК) «Универсальный механизм», «Adams» и др.

Представлена схема расположения барабанов и КЛ в компьютерной модели двухблочного привода (рис. 2), а также компьютерная модель замкнутой КЛ, охватывающей два приводных, два отклоняющих и тормозной барабаны, созданная в среде ПК «Универсальный механизм» (рис. 3).

Модель КЛ представлена 252 телами (ТЛ), соединенными упруго-диссипативными элементами. Изгибная жесткость КЛ не учитывается, натяжение ленты осуществляет груз, подвешенный на канате к ползуну тормозного барабана. Модель включает силу трения скольжения ползуна тормозного барабана по направляющей F_{ny} и упруго-диссипативную силу растяжения каната груза. Канат груза изображен пружиной (рис. 3).



Центр неподвижной прямоугольной системы координат расположен между приводными барабанами. Оси X и Y направлены горизонтально, ось Z – вертикально вверх (рис. 3).

Контактное взаимодействие ленты с барабанами представлено контактными силами «точка – окружность» и моделью Штрибека, описанными в Руководстве пользователя ПК «Универсальный механизм» [12].

В случае скольжения сила трения F_{mp} пропорциональна нормальной реакции контактирующих тел N и направлена против скорости скольжения:

$$F_{mp} = fN,$$

где f – коэффициент трения скольжения, величина которого зависит от скорости скольжения V_S , т. е.

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

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.

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 .

Экспериментально определены коэффициенты трения при сухом и влажном контакте ролика с движущейся конвейерной лентой [13]. Установлено критическое сопротивление вращению конвейерных роликов, при котором происходит их остановка в зависимости от степени заполнения площади поперечного сечения ленты грузом, положения ролика в опоре и состояния поверхностей контакта ролика и ленты.

При асинхронном электроприводе с унифицированными нерегулируемыми приводными блоками крутящий момент i -го приводного барабана представим зависимостью

$$M_i = \frac{M_{nom}}{\varepsilon_k} \left(1 - \frac{\omega_i I}{\omega_s}\right), \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

где M_{nom} – номинальный крутящий момент при-

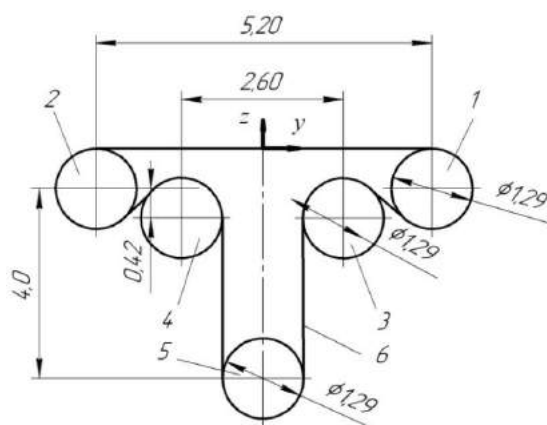


Рис. 2. Схема расположения барабанов компьютерной модели:
1 и 2 – приводные барабаны; 3 и 4 – отклоняющие барабаны; 5 – тормозной барабан;
6 – КЛ конвейерная лента (размеры указаны в метрах)

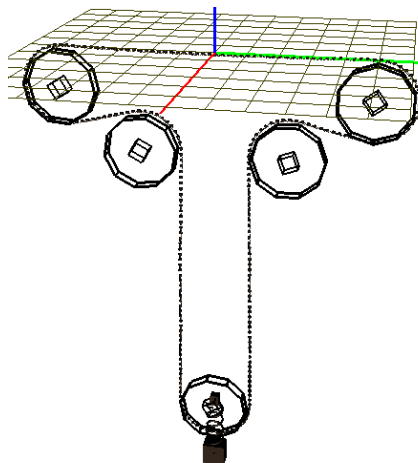


Рис. 3. Компьютерная модель замкнутой ленты, охватывающей барабаны



водного барабана; ε_k – номинальное электромеханическое скольжение ЭД; ω_i – угловая скорость i -го приводного барабана; ω_s – синхронная угловая скорость ЭД; I – передаточное отношение привода.

Линейная зависимость (1) хорошо подходит для установившегося режима работы асинхронных ЭД привода ЛК.

Сопротивление движению КЛ реализовано с помощью тормозного барабана, момент которого M_5 принят постоянным. Моменты сопротивления вращению отклоняющих барабанов также приняты постоянными.

Методика анализа движения ленты и работы привода

Установившимся будем считать режим движения КЛ, когда изменения силы растяжения каната груза и угловых скоростей приводных барабанов не превышают 1 % за время моделирования.

Поскольку моменты сопротивления вращению отклоняющих барабанов значительно меньше крутящих моментов приводных и тормозного барабанов, можно считать, что скорость КЛ на дуге контакта с отклоняющим барабаном равна скорости точек его поверхности. Поэтому скорость скольжения КЛ в точках набегания (V_{Sn1}) и сбегания (V_{Sc1}) с приводных барабанов ($i = \{1, 2\}$) определим через угловые скорости ω_j ($j = \{1...6\}$) приводных и отклоняющих барабанов

$$V_{Sn1} = R(\omega_1 - \omega_3), \quad V_{Sc1} = R(\omega_2 - \omega_6),$$

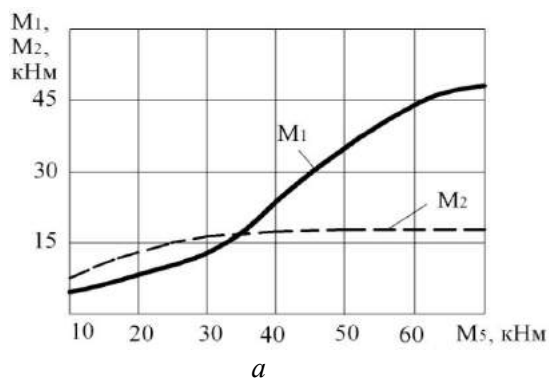
$$V_{Sc1} = R(\omega_1 - \omega_6), \quad V_{Sc2} = R(\omega_2 - \omega_4),$$

где R – радиус барабана (радиусы всех барабанов компьютерной модели одинаковы). Отклоняющий барабан 6 (см. рис. 2, 3; 4) установлен между приводными барабанами (см. рис. 2, 1, 2).

Силу тяги i -го приводного барабана F_{Ti} определим через его крутящий момент M_i , осреднив значения за время моделирования:

$$F_{Ti} = M_i / R.$$

Максимальные величины сил тяги F_{1max} ,



F_{2max} и соответствующих им крутящих моментов приводных барабанов M_{1max} , M_{2max} вычислим из условия отсутствия дуг относительного покоя КЛ на приводных барабанах:

$$F_{1max} = S_{c2} [\exp(f_{\infty} \alpha_1) - 1] \exp(f_{\infty} \alpha_2),$$

$$F_{2max} = S_{c2} [\exp(f_{\infty} \alpha_2) - 1],$$

$$M_{1max} = F_{1max} R, \quad M_{2max} = F_{2max} R.$$

Мощность N_i , реализуемую i -м приводным барабаном, определим через осредненные за время моделирования значения крутящего момента M_i и угловой скорости ω_i

$$N_i = M_i \omega_i.$$

Для оценки износа КЛ и поверхности приводных барабанов определим мощность силы трения скольжения N_S при относительном смещении КЛ на дуге охвата. Поскольку скольжение ТЛ по поверхности приводных барабанов немонотонно, N_S вычислим как среднее для ТЛ, одновременно контактирующих с приводным барабаном.

Результаты моделирования

С помощью компьютерного моделирования построена модель двухблочного привода с нерегулируемыми асинхронными ЭД и автоматическим натяжным устройством, поддерживающим постоянной силу натяжения КЛ, сбегаящей со 2-го приводного барабана S_{c2} . Для этого величину массы груза натяжного устройства M_{ny} вычислим по формуле

$$M_{ny} = [(2S_{c2} + M_5 / R) + F_{ny}] / g - m_5,$$

где m_5 – масса тормозного барабана и ползуна; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Моделирование установившегося движения КЛ проведено для конвейера со следующими параметрами: погонная масса КЛ $\rho = 20 \text{ кг/м}$; длина КЛ, представляемая одним дискретным телом (ТЛ), $l_0 = 0,1 \text{ м}$; жесткость упруго-диссипативного элемента $C_1 = 32 \text{ МН}$; коэффициент диссипации упруго-диссипативного элемента $\mu_1 = 5 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$; $m_5 = 346 \text{ кг}$; $R = 0,645 \text{ м}$; угол охвата КЛ привод-

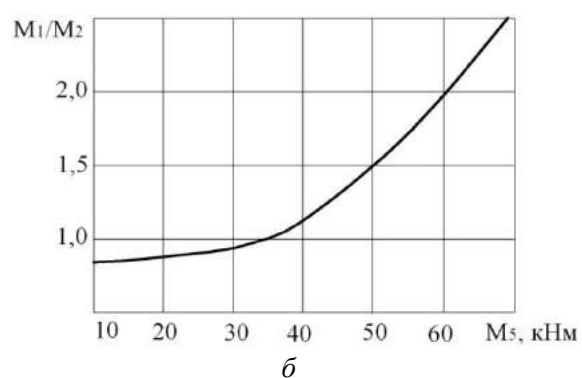


Рис. 4. Графики зависимости:

a – крутящих моментов от приводных барабанов M_1 и M_2 ; b – отношения M_1 / M_2 от момента сопротивления вращению тормозного барабана M_5



ных барабанов $\alpha_1 = \alpha_2 = 195^\circ$; $\omega_s = 3,225$ рад/с; $\varepsilon_k = 0,04$; $M_{ном} = 17,4$ кН·м; $M_5 = 6,4...69,2$ кН·м; $f_0 = 0,25$; $f_\infty = 0,3$; $v_{str} = 0,005$ м/с; $C_n = 1,0$ МН/м; $C_d = 100$ Н·с/м; $M_{ny} = 3954...13872$ кг, $F_{ny} = 192$ Н.

При $S_{c2} = 16$ кН, $M_{1max} = 18,3$ кН·м, $M_{2max} = 50,9$ кН·м.

Зависимости крутящих моментов приводных барабанов M_1 и M_2 и отношения M_1 / M_2 от момента сопротивления вращению тормозного барабана M_5 при $S_{c2} = 16$ кН можно рассмотреть на графиках (рис. 4).

Моделирование показало, что при малом суммарном сопротивлении движению КЛ ($M_5 < 36$ кН·м) второй приводной барабан реализует большую силу тяги, чем первый. При увеличении сопротивления движению ($M_5 > 36$ кН·м) сила тяги первого приводного барабана превышает силу тяги второго. Отношение крутящих моментов M_1 / M_2 достигает максимальной величины (2,54) при предельной по тяговой способности величине сопротивления движению ($M_5 = M_{1max} + M_{2max}$). Характер зависимостей (см. рис. 4) соответствует результатам [7].

Скорость скольжения КЛ на приводных барабанах возрастает с увеличением сопротивления движению КЛ. При малом суммарном сопротивлении ($M_5 = 12,9$ кН·м, $M_1 / M_2 = 0,81$) $V_{Sn1} = 4$ мм/с и $V_{Sc1} = 19$ мм/с, $V_{Sn2} = 12$ мм/с и $V_{Sc2} = 21$ мм/с. Мощность силы трения скольжения КЛ на обоих приводных барабанах $N_{S1} = 252$ Вт (1,1 % мощности, реализуемой первым барабаном), $N_{S2} = 275$ Вт (1,5 % мощности, реализуемой вторым барабаном).

При задании в модели $M_5 > 69$ кН·м происходит полное буксование приводных барабанов, и направление движения КЛ меняется на противоположное, поскольку M_5 задан постоянным.

В работе «Моделирование буксования привода ленточного конвейера» [14] рассмотрено малозаметное буксование приводного барабана со скоростью скольжения КЛ около 200 мм/с, вызванное увеличением сопротивления движению КЛ при снижении ее скорости. Подобные значения V_S возникают при сопротивлении движению КЛ, близком максимально допустимому. Так, при $S_{c2} = 17,8$ кН и $M_5 = 67$ кН·м, $M_1 / M_2 = 2,1$, $N_1 = 131,1$ кВт, $N_2 = 61,6$ кВт, $V_{Sn1} = 46$ мм/с и $V_{Sc1} = 119$ мм/с, $V_{Sn2} = 235$ мм/с и $V_{Sc2} = 257$ мм/с, $N_{S1} = 7,91$ кВт (6 % мощности, реализуемой первым барабаном), $N_{S2} = 8,82$ кВт (13,3 % мощности, реализуемой вторым барабаном).

Экспериментальные исследования показали, что пробуксовка КЛ начинается после уменьшения зоны относительного покоя до 0,1 площади

контакта КЛ с приводным барабаном [15]. В рассматриваемом примере при $S_{c2} = 17,8$ кН это соответствует тормозному моменту $M_5 = 60,6$ кН·м.

Уменьшить скольжение и износ КЛ возможно регулированием ЭД приводных блоков. Так, уменьшение синхронной угловой скорости ω_s ЭД второго приводного блока до 3 рад/с снизило скорость скольжения КЛ на приводных барабанах и мощность силы трения скольжения, увеличило отношения M_1 / M_2 и N_1 / N_2 . При $S_{c2} = 17,8$ кН и $M_5 = 67$ кН·м $M_1 / M_2 = 2,2$, $N_1 = 133,1$ кВт, $N_2 = 59,6$ кВт, $V_{Sn1} = 37$ мм/с и $V_{Sc1} = 117$ мм/с, $V_{Sn2} = 102$ мм/с и $V_{Sc2} = 122$ мм/с, $N_{S1} = 6,36$ кВт и $N_{S2} = 3,79$ кВт.

Применение в ленточном конвейере двух унифицированных блоков создает условия для неполного использования установленной мощности второго приводного блока.

Разработанная компьютерная модель с пятью или шестью барабанами позволяет моделировать работу привода ЛК с тремя приводными барабанами. Для этого к барабану (см. рис. 2, 3) необходимо приложить крутящий момент в соответствии с (1).

Углы охвата КЛ приводных барабанов $\alpha_{10} = 104^\circ$, $\alpha_2 = \alpha_3 = 195^\circ$. Здесь и далее α_1 , α_2 и α_3 – углы охвата первого, второго и третьего по направлению движения КЛ приводных барабанов.

Максимальные величины крутящих моментов приводных барабанов при $S_{c2} = 16$ кН принимают значения: $M_{1max} = 57,6$ кН·м, $M_{2max} = 50,9$ кН·м, $M_{3max} = 18,3$ кН·м.

Моделирование показало, что при малом суммарном сопротивлении движению КЛ ($M_5 = 12,9$ кН·м) третий приводной барабан реализует самую большую силу тяги, а первый – самую малую: $M_1 = 3,18$ кН·м, $M_2 = 4,11$ кН·м, $M_3 = 5,53$ кН·м.

При увеличении сопротивления движению происходит перераспределение нагрузки, и первый и второй приводные барабаны реализуют большие силы тяги, чем третий.

При $M_5 = 69,2$ кН·м, $M_1 = 20$ кН·м, $M_2 = 29,8$ кН·м, $M_3 = 19,4$ кН·м, $N_1 = 61,6$ кВт, $N_2 = 89,4$ кВт, $N_3 = 59,7$ кВт, $V_{Sc2} = 77$ мм/с, $V_{Sn3} = 127$ мм/с и $V_{Sc3} = 148$ мм/с, $N_{S1} = 4$ кВт, $N_{S2} = 3,18$ кВт, $N_{S3} = 4,2$ кВт, т. е. скорость скольжения КЛ на последнем приводном барабане у трехблочного привода меньше, чем у двухблочного.

Суммарная мощность силы трения скольжения КЛ на трех приводных барабанах меньше



(11,38 кВт), чем на двух приводных барабанах нерегулируемых приводных блоков (16,8 кВт).

Уменьшение синхронной угловой скорости ω_s ЭД третьего приводного блока до 3 рад/с также снизило скорость скольжения КЛ на приводных барабанах и мощность силы трения скольжения, увеличило силу тяги второго приводного барабана. При $M_5 = 69,2$ кН·м $M_1 = 22,1$ кН·м, $M_2 = 32,5$ кН·м, $M_3 = 14,6$ кН·м, $V_{Sc2} = 88$ мм/с, $V_{Sn3} = 34$ мм/с и $V_{Sc3} = 50$ мм/с, $N_{S1} = 4,96$ кВт, $N_{S2} = 3,5$ кВт, $N_{S3} = 1,08$ кВт. Суммарная мощность силы трения скольжения КЛ на трех приводных барабанах меньше (9,54 кВт), чем на трех приводных барабанах нерегулируемых приводных блоков (11,38 кВт). Таким образом, привод с тремя приводными барабанами реализует предельную для двухблочного привода силу тяги с меньшим износом КЛ.

Следует отметить, что увеличение числа унифицированных приводных блоков не приводит к увеличению суммарной реализуемой мощности и тягового усилия привода из-за ограниченной прочности КЛ, если не допускает уменьшение величины силы натяжения КЛ, сбегаящей с последнего приводного барабана.

Заключение

Разработана компьютерная многомассовая динамическая модель движения КЛ на приводных барабанах конвейера, позволяющая анализировать стационарные режимы работы приводов с унифицированными и неунифицированными приводными блоками, определять тяговые усилия и реализуемую мощность приводных блоков, оценивать скольжение и износ КЛ на барабанах с учетом механических характеристик ЭД, КЛ и контактного взаимодействия.

Компьютерная модель может быть использована и для анализа нестационарных режимов работы приводов при пуске и торможении КЛ, если крутящие и тормозные моменты задать функциями времени и скорости КЛ и барабанов.

Рассмотрены примеры моделирования двухблочного и трехблочного приводов с нерегулиру-

емыми асинхронными ЭД и автоматическим натяжным устройством.

Моделирование унифицированных приводных блоков показало, что при малом суммарном сопротивлении движению КЛ последний приводной барабан создает самую большую силу тяги. При увеличении сопротивления движению распределение силы тяги между приводными барабанами изменяется. При сопротивлении движению, близкому к предельному, наибольшую силу тяги создает первый приводной барабан.

Применение в ЛК нескольких унифицированных приводных блоков приводит к неполному использованию их установленной мощности. Увеличение числа унифицированных приводных блоков не дает существенного увеличения суммарной реализуемой мощности и тягового усилия привода из-за ограниченной прочности КЛ.

Скорость скольжения КЛ на приводных барабанах возрастает с увеличением сопротивления движению КЛ. При сопротивлении движению КЛ, близкому к максимально допустимому, мощность силы трения скольжения КЛ по поверхности второго приводного барабана в двухблочном приводе достигает 13,3 % реализуемой барабаном. В трехблочном приводе при таком же сопротивлении движению КЛ мощность силы трения скольжения КЛ по поверхности третьего приводного барабана снизилась до 7 % от реализуемой барабаном.

Суммарная мощность силы трения скольжения КЛ на трех приводных барабанах меньше, чем на двух приводных барабанах нерегулируемых приводных блоков.

Уменьшение синхронной угловой скорости ЭД последнего приводного блока на 7 % снижает скорость скольжения КЛ на приводных барабанах и мощность силы трения скольжения (на 38 % для двухблочного привода и на 16 % для трехблочного).

Компьютерная модель и методика анализа работы привода могут быть использованы при проектировании ЛК.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дьячков В.К. Многоприводные ленточные конвейеры большой протяженности // Сб. научных трудов. Вып. 2. № 11. М. : ВНИИПТМАШ. 1974. 33 с.
2. Келлер К., Фаттер Х., Виденрот Я. Проектирование и ввод в эксплуатацию протяженной конвейерной установки для соединительной выработки 4010 // Глюкауф. 2006. № 1(2). С. 17–29.
3. 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.
4. Шахмейстер Л.Г., Солод Г.И. Подземные конвейерные установки. М. : Недра, 1976. 432 с.
5. Дьяков В.А., Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Ленточные конвейеры в горной промышленности. М. : Недра, 1982. С. 162–178.
6. Реутов А.А. Особенности применения дополнительных лент в приводах ленточных конвейеров // Изв. Урал. гос. горн. ун-та. 2014. № 1. С. 44–47.



7. Реутов А.А. Моделирование стационарных режимов работы приводов ленточных конвейеров // Тяжелое машиностроение. 2007. № 2. С. 34–36.
8. Nuttall A.J.G., Lodewijks G. Dynamics of multiple drive belt conveyor systems // *Particle and Particle Systems Characterization*. 2007. 24 (4-5). P. 365–369.
9. Xiao D., Xia R., Li X., He K., Wu W. Simulation and experiment research of double-motor drive and control system for pipe belt conveyor based on master-slave control method // *Frontiers in Artificial Intelligence and Applications*. 2017. Vol. 299. P. 378–388.
10. Zheng M.-Q., Hou Y.-B., Song C.-F., Wang L., Xue, F. Equalization control with multistage fuzzy in coal belt conveyor by dual-motor drive // *Meitan Xuebao/Journal of the China Coal Society*. 2015. Vol. 40. P. 546–552.
11. Биличенко Н.Я., Высокочин Е.М., Загородний Е.Х. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров. Киев : ГИТЛ, 1964. С. 46–47.
12. Программа ввода данных. Руководство пользователя. URL: http://www.universalmecanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf (Дата обращения 22.04.2019).
13. Захаров А.Ю., Ширямов Д.А. Определение критической величины сопротивления вращению конвейерных роликов // Горное оборудование и электромеханика. 2016. № 1. С. 3–8.
14. Реутов А.А. Моделирование буксования привода ленточного конвейера // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 12. С. 40–43.
15. Андреев А.В. Передача трением. М. : Машиностроение, 1978. С. 83.

REFERENCES

1. D'yachkov V.K. Mnogoprivodnye lentochnye konveiry bol'shoi protyazhennosti [Multi-drive belt extended conveyors]. *Sb. nauchnykh trudov [Coll. of research papers]*. Issue 2. No. 11. Moscow: VNIPTMASH Publ., 1974. 33 p.
2. Keller K., Fatter Kh., Videnrot Ya. Proektirovanie i vvod v ekspluatatsiyu protyazhennoi konveiernoi ustanovki dlya soedinitel'noi vyrabotki 4010 [Design and commissioning of an extended conveyor system for breakthrough 4010]. *Glyukauf*, 2006. No. 1(2). Pp. 17–29.
3. Helten S., Miketta A. Design, engineering and manufacturing of heavy-duty conveyor-belt pulleys [Auslegung, Konstruktion und Fertigung hochbeanspruchter Fdrergurttrommeln]. *World of Mining - Surface and Underground*, 2018. No. 70 (2). Pp. 114–119.
4. Shakhmeister L.G., Solod G.I. Podzemnye konveiermye ustanovki [Underground conveyor installations]. Moscow: Nedra Publ., 1976. 432 p.
5. D'yakov V.A., Shakhmeister L.G., Dmitriev V.G. Lentochnye konveiry v gornoi promyshlennosti [Belt conveyors in the mining industry]. Moscow: Nedra Publ., 1982. Pp. 162–178.
6. Reutov A.A. Osobennosti primeneniya dopolnitel'nykh lent v privodakh lentochnykh konveierov [Peculiarities of the use of additional belts in drives of belt conveyors]. *Izv. Ural. gos. gorn. un-ta [News of the Ural State Mining University]*, 2014. No. 1. Pp. 44–47.
7. Reutov A.A. Modelirovanie stacionarnykh rezhimov raboty privodov lentochnykh konveierov [Modeling stationary modes of operation of belt conveyors]. *Tyazheloe mashinostroenie [Heavy Engineering]*, 2007. No. 2. Pp. 34–36.
8. Nuttall A.J.G., Lodewijks G. Dynamics of multiple drive belt conveyor systems. *Particle and Particle Systems Characterization*, 2007. 24 (4-5). Pp. 365–369.
9. Xiao D., Xia R., Li X., He K., Wu W. Simulation and experiment research of double-motor drive and control system for pipe belt conveyor based on master-slave control method. *Frontiers in Artificial Intelligence and Applications*, 2017. Vol. 299. Pp. 378–388.
10. Zheng M.-Q., Hou Y.-B., Song C.-F., Wang L., Xue, F. Equalization control with multistage fuzzy in coal belt conveyor by dual-motor drive. *Meitan Xuebao/Journal of the China Coal Society*, 2015. Vol. 40. Pp. 546–552.
11. Bilichenko N.Ya., Vysochin E.M., Zavgorodnii E.Kh. Ekspluatatsionnye rezhimy lentochnykh konveierov [Operational modes of belt conveyors]. Kiev: GITL Publ., 1964. Pp. 46–47.
12. Programma vvoda dannykh. Rukovodstvo pol'zovatelya [Data input program. User's manual]. URL: http://www.universalmecanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf (Access date is 22.04.2019).
13. Zakharov A.Yu., Shiryamov D.A. Opredelenie kriticheskoi velichiny soprotivleniya vrashcheniyu konveiernykh rolikov [Determining the critical value of resistance to rotation of conveyor rollers]. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika [Mining equipment and electromechanics]*, 2016. No. 1. Pp. 3–8.
14. Reutov A.A. Modelirovanie buksovaniya privoda lentochnogo konveiera [Modeling the slipping drive belt conveyor]. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika [Mining equipment and electromechanics]*, 2008. No. 12. Pp. 40–43.
15. Andreev A.V. Peredacha treniem [Friction transmission]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. P. 83.

Информация об авторах

Реутов Александр Алексеевич – д. т. н., профессор, профессор кафедры подъемно-транспортных машин и оборудования, Брянский государственный технический университет, г. Брянск, e-mail: bgtu2012@yandex.ru

Authors

Aleksandr Alekseevich Reutov – Doctor of Engineering Science, Full Professor, Professor at the Subdepartment of Hoisting and Transport Vehicles and Equipment, Bryansk State Technical University, Bryansk, e-mail: bgtu2012@yandex.ru

Для цитирования

Реутов А. А. моделирование стационарных режимов работы многоблочных приводов ленточных конвейеров // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – Т. 62, № 2. – С. 40–47. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).40–47

For citation

Reutov A. A. Modelirovanie stacionarnykh rezhimov raboty mnogoblochnykh privodov lentochnykh konveierov [The modeling of stationary operating modes of multiblock belt conveyor drives]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie [Modern Technologies. System Analysis. Modeling]*, 2019. Vol. 62, No. 2, pp. 40–47. DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).40–47