

# CENTRAL ASIAN JOURNAL OF THEORETICAL AND APPLIED SCIENCES

Volume: 02 Issue: 11 | Nov 2021 ISSN: 2660-5317

## Совершенствование Конструкций И Обоснование Параметров Центрирующего Натяжного Устройства Транспортёра

Джураев Анвар Жураевич

Тошкент тўқимачилик институти “Машинасозлик ва сервис” кафедраси профессори

Мирзаханов Юнус Умарович

Фарғона политехника институти “Тадбиқий механик” кафедраси доценти

Received 30<sup>th</sup> Oct 2021, Accepted 6<sup>th</sup> Nov 2021, Online 29<sup>th</sup> Nov 2021

**Аннотация:** В статье приводится конструктивная схема и пускающие работы центрирующего натяжного устройства ленточного транспортёра. На основе теоретических исследований обоснованы параметры центрирующего устройства ленточного транспортёра. Производственные испытаниями обоснованы техника-экономические показатели ленточного транспортёра с рекомендованным центрирующим натяжным устройством.

**Ключевые слова:** ленточный конвейер, натяжное устройство, центрирование, упругая элемент, не соосность, сопротивление, закон движения, жёсткость, нагруженность, момент, инерция, эффективность.

**Введение.** В машиностроении для транспортировки различных грузов используется ленточные конвейеры [1,2]. При этом в зависимости нагруженности ленты конвейера, в частности изменение частоты и амплитуды изменения транспортирующего груза выбираются параметры ленты [3,4].

За счет неравномерности нагрузки на ленту в конвейерах лента выскакивает из шкива и направляющих роликов. Поэтому целесообразно считается центрирование ленты для ликвидации бокового схода ленты.[5,6].

Другая конструкция центрирующего рычажно – шарнирного натяжного ролика снабжена дополнительной парой перекрещивающихся скобообразных шатунов, каждый из которых шарнирно соединен одним из концов с другим концом соответствующего упомянутого шатуна с прикрепленным пружинной держателем, а другим концом – с серьгой другой части натяжного ролика, причем оси шарнирных соединений шатунов друг с другом и шатунов с серьгами расположены параллельно друг относительно друга.[8]. Недостатком данных конструкций является ограниченность функциональных возможностей и низкая надежность: из-за большой силы увода при высоких скоростных режимах, автоматическое регулирующие устройства и ограниченность скорости вращения натяжного ролика; снижения точности передачи движения между роликами за счет высоких значений сил реакции в кинематических парах шатунов и в опорах натяжного ролика и другие.

В другой известной конструкции центрирующего натяжного ролика, для увеличения функциональных возможностей за счет повышения надежности работы, она снабжена пружинным прикреплением по меньшей мере одним упругим элементом, соединенным со звеньями промежуточного устройства или с соответствующей серьгой одной из половины натяжного ролика, а ведомая ролик установлена с возможностью осевых перемещений. Недостатком данной конструкции является низкая надежность системы из-за больших деформации пружин и снижения эффекты упругости при высоких скорости возникновения сил уводе. Это приводит к неустойчивости и снижения надежности работы системы.

В центрирующем рычажно-шарнирном ролик [9] шатуны дополнительно связаны между собой телескопическими шатунами и пружинными прикреплением. Недостатком данного механизма является сложность конструкции и ограниченности скоростных режимов работы.

В ленточных транспортерах с натяжным роликом, содержащий ведущий и ведомый барабаны, натяжной ролик с симметричным криволинейным профилем и охватывающий их конвейерной ленты, ролик выполнен из двух симметричных частей с вогнутыми криволинейными поверхностями соединенные между собой пружиной растяжения. Кроме того полуоси частей ролика могут совершать вращательное и возвратно поступательное движения по оси и соответственно имеют пружины сжатия между частями ролика и корпусом ( надетые на полуоси частей ролика). На внутренних концах частей ролика закреплены втулки из пластмассы.[10].

Разработка эффективной конструкции натяжного ролика.

Предлагаемая конструкция с натяжным роликом заключается в том, что с увеличением сдвигающей силы та или иная часть ролика перемещаются по оси по направлению действия сдвигающей силы, тем самым увеличивается рабочая зона контакта поверхности ролика с конвейерной ленты и за счет вогнутой криволинейной поверхности частей ролика ликвидируется сход ленты с барабанов. При этом за счет выбора необходимых жесткостей пружин растяжения и сжатия ролик автоматически адаптируется на изменения возникающих несимметричных сил схода ленты, с ленточного транспортера.

Ленточный транспортёр с центрирующим натяжным устройством содержит ведущий 1 и ведомый 2 барабаны, охватывающий их ленты 3 натяжной ролик 4 состоящий из двух левой 5 правой 6 частей с криволинейными поверхностями, связанные между собой пружиной растяжения 7 установленные на полуосях 8 и 9 совершающие вращения и возвратно-поступательное движения, между боковыми поверхностями частей 5 и 6 ролика 4 и опорами 10 и 11 установлены пружины сжатия 12 и 13. На внутренних частях 5 и 6 ролика 4 закреплены пластмассовые втулки 14 и 15. (рис. 1 и рис.2) .

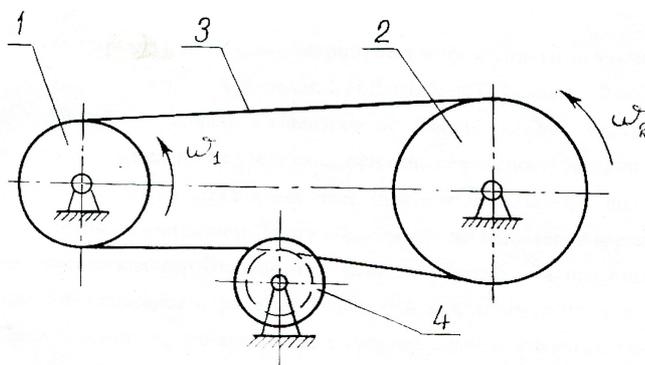


Рис 1. Кинематическая схема ленточного транспортёра с натяжным роликом.

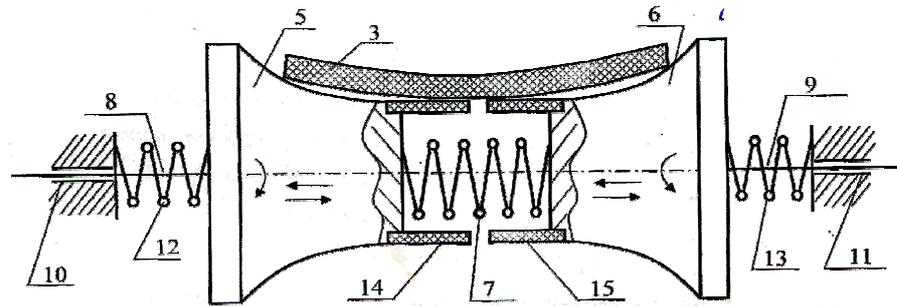


Рис 2. Схема центрирующего натяжного ролика.

Ведущий барабан 1, вращаясь, передает движение ведомому барабану 2 через охватывающий ленты 3. Возникающая при этом сдвигающая сила направлена односторонне. (или совокупность несимметричных сил) способствует боковому сходу ленты 3. При воздействии этой силы левая 5 или правая 6 части ролика 4 перемещаются по оси от середины ленты 4. При этом увеличивается общая длина натяжного ролика 4. За счет вогнутой криволинейной поверхности частей 5 и 6 ролика 4 на ленты 3 воздействует дополнительно осевая сила противоположной сдвигающей силы тем самым ликвидируется боковой сход ленты 3 с барабанов 1 и 2. Пружина 7 при осевом движении частей 5 и 6 ролика 4 растягивается и всегда стремится к исходному положению. Пружины сжатия 12 и 13 при воздействии сдвигающих сил сжимаются и всегда стремятся к исходным положениям, дополнительно помогая восстанавливающей силы 7. Опоры 10 и 11 представляют из себя кинематические пары IV-го класса, то- есть имеют две степени свободы при этом полуоси 8 и 9 могут вращаться и перемещаться по осям. В процессе работы для ликвидации значительных изгибных деформаций ленты 3 по середине, а также для предотвращения контактов ленты 3 с пружиной 7 установлены пластмассовые 14 и 15.

Выбирая характеристики пружин 7, 12 и 13, а также параметров криволинейности поверхностей (геометрических параметров) частей 5 и 6 ролика 4 можно ликвидировать сход ленты 3 с барабанов 1 и 2 при различных значениях сдвигающих сил (рис 2).[11]

С целью изучения закона движения механизма транспортёра составим расчетную схему. Данная схема представлена на рис.3. Она представляет из себя двух массовую систему с упругой передачей.

При составлении дифференциальных уравнений движения данной системы воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода [12]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\delta T}{\delta \dot{q}_i} \right) - \frac{\delta T}{\delta q_i} = M_i \quad (1)$$

где  $q_i, \dot{q}_i$  – обобщенная координата и обобщенная скорость;

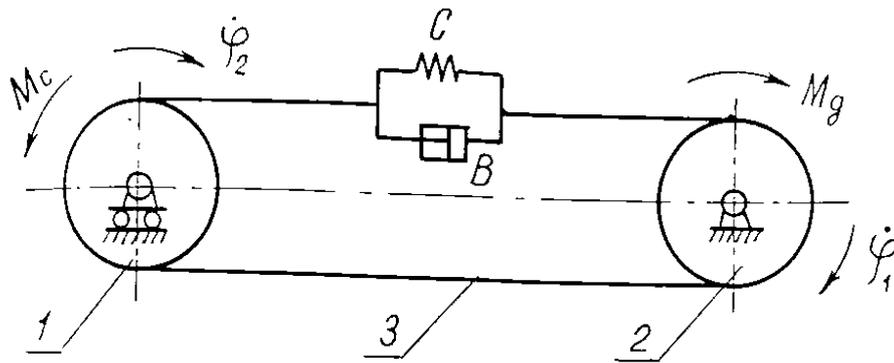
$T$  – кинетическая энергия системы;

$M_i$  – момент от обобщенных сил.

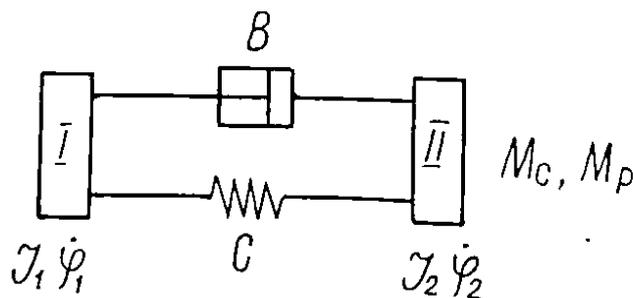
Для механизма транспортёра разборщика бунта хлопка-сырца кинетическая энергия будет:

$$T = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} \quad (2)$$

где  $I_1, I_2$  – приведенные моменты инерции к валам ведущего и ведомого барабанов.  
 Расчетная схема и математическая модель ленточного конвейера.



a)



б)

Рис.3. Кинематическая (а) и расчетная (б) схема механизма транспортера хлопка-сырца.

1 – ведомый барабан; 2 – ведущий барабан; 3 – транспортирующая лента.

Работа внешних сил, действующих на систему при бесконечно малом изменении обобщенных координат:

$$\Delta A_{\text{вн}} = -(M_c + M_p) \cdot \delta \cdot \varphi_2 + M_d \cdot \delta \cdot \varphi_1 \quad (3)$$

где  $M_c$  – момент сопротивления от хлопка-сырца на барабане и при его транспортировке;

$M_p$  – дополнительное сопротивление из-за натяжного устройства;

$M_d$  – движущий момент асинхронного электропривода (приводного двигателя).

Работа внутренних сил, действующих на машинный агрегат с механизмом транспортёра разборщика бунта хлопка-сырца при бесконечно малом изменении обобщенных координат.

$$\Delta A_{\text{вн}} = [c(\varphi_1 - i\varphi_2) - b(\dot{\varphi}_1 - i\dot{\varphi}_2)]\delta\varphi_1 - [ic(\varphi_1 - i\varphi_2) - i^{-1}b(\dot{\varphi}_1 - i\dot{\varphi}_2)]\delta\varphi_2 \quad (4)$$

где  $c$ ,  $b$ ,  $i$  – соответственно коэффициенты жесткости вязкого сопротивления и передаточное отношение упругой передачи.

Момент  $M_i$  от обобщенной силы, соответствующая координате  $i$  представляющая собой отношение работы  $\Delta A_i$ , производимой всеми силами (внутренними и внешними), действующими на систему при бесконечно малом изменении обобщенной координаты  $i$ , на величину  $\Delta i$  к этому бесконечно малому изменению координаты  $i$  равна

$$M(\varphi_i) = \frac{\Delta A_i}{\delta \cdot \varphi_i} \quad (5)$$

Учитывая данное выражение обобщенных моментов для рассматриваемой системы, имеем:

$$M \cdot \varphi_1 = M_d - c \cdot (\varphi_1 - i \cdot \varphi_2) - b \cdot (\dot{\varphi}_1 - i \cdot \dot{\varphi}_2);$$

$$M \cdot \varphi_2 = -M_c - M_p + i^{-1} \cdot c \cdot (\varphi_1 + i \cdot \varphi_2) - i^{-1} \cdot b \cdot (\dot{\varphi}_1 - i \cdot \dot{\varphi}_2) \quad (6)$$

Подставив полученные значения кинетической энергии и моментов обобщенных сил в уравнение Лагранжа второго рода, получаем систему дифференциальных уравнений машинного агрегата с механизмом транспортёра хлопка-сырца:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_d - c \cdot (\varphi_1 - i \cdot \varphi_2) - b \cdot (\dot{\varphi}_1 - i \cdot \dot{\varphi}_2)$$

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = i^{-1} \cdot c \cdot (\varphi_1 - i \cdot \varphi_2) - i^{-1} \cdot b \cdot (\dot{\varphi}_1 - i \cdot \dot{\varphi}_2) - M_c - M_p \quad (7)$$

Полученная система дифференциальных уравнений второго порядка (7) описывает движение рассматриваемого машинного агрегата. Ее решение в основном зависит от математического описания характеристики двигателя и сопротивлений от хлопка-сырца. Анализ системы дифференциальных уравнений (7) показывает, что для упрощения задачи целесообразно ее аналитическое решение без учета вязкого сопротивления в упругой передаче. При этом по результатам решения можно получить максимальные значения амплитуды колебаний нагрузки в упругой передаче и коэффициентов неравномерностей угловых скоростей ведущего и ведомого барабанов.

Определим движущий момент электродвигателя  $M_d$  согласно его механической характеристики [13]:

$$M_D = \frac{M_H \cdot \omega_0}{\omega_0 - \omega_H} - \frac{M_H \cdot \ddot{\phi}_D}{\omega_0 - \omega_H} \quad (8)$$

Технологическое сопротивление от хлопка-сырца на рабочий барабан и от транспортировки ее упругой лентой описывается следующим образом:

$$M_C = M_1 + M_0 \cdot \sin \alpha t \quad (9)$$

При этом с учетом вышеизложенного и (8) и (9) система дифференциальных уравнений машинного агрегата разборщика бунта хлопка-сырца будет:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = \frac{M_H \cdot \omega_0}{\omega_0 - \omega_H} - \frac{M_H \cdot \dot{\phi}_1}{\omega_0 - \omega_H} - c \cdot (\phi_1 - i \cdot \phi_2) \\ I_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = -M_1 - M_0 \cdot \sin \alpha t - M_p + i^{-1} \cdot c \cdot (\phi_1 - i \cdot \phi_2) \end{cases} \quad (10)$$

Из системы (10) определим  $\square_{\square}$ :

$$\phi_2 = \frac{I_1}{i \cdot c} \cdot \ddot{\phi}_1 + \frac{M_H}{i \cdot c \cdot (\omega_0 - \omega_H)} \cdot \dot{\phi}_1 - \frac{M_H \cdot \omega_0}{i \cdot c \cdot (\omega_0 - \omega_H)} + \frac{1}{i} \cdot \phi_1 \quad (11)$$

Выполним первую и вторую производные от  $\square_{\square}$  по времени и выражения  $\ddot{\phi}_2$  и  $\phi_2$  подставим во второе уравнение системы (10):

$$\begin{aligned} \frac{I_1 \cdot I_2}{i \cdot c} \cdot \phi_1^{IV} + \frac{I_2 \cdot M_H}{i \cdot c \cdot (\omega_0 - \omega_H)} \cdot \phi_1^{III} + \frac{I_2}{i} \cdot \ddot{\phi}_1 = -M_1 - M_0 \cdot \sin \alpha t - M_p + \\ + \frac{c}{i} \cdot \phi_1 - \frac{I_1}{i} \cdot \ddot{\phi}_1 - \frac{M_H}{i \cdot c \cdot (\omega_0 - \omega_H)} \cdot \dot{\phi}_1 + \frac{M_H \cdot \omega_0}{i \cdot (\omega_0 - \omega_H)} - \frac{c}{i} \cdot \phi_1 \end{aligned} \quad (12)$$

Для решения (12) сначала решим однородное уравнение без ее правой части. Его характеристическое уравнение имеет вид:

$$\lambda^4 + D_1 \cdot \lambda^3 + D_2 \cdot \lambda^2 + D_3 \cdot \lambda = 0$$

$$D_1 = \frac{M_H}{I_1 \cdot (\omega_0 - \omega_H)}; \quad D_2 = \frac{c \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2}; \quad D_3 = \frac{c \cdot M_H}{I_1 \cdot I_2 \cdot (\omega_0 - \omega_H)}, \quad (13)$$

при этом

$$\lambda = \lambda^3 + D_1 \cdot \lambda^2 + D_2 \cdot \lambda + D_3; \quad \lambda_0 = 0. \quad (14)$$

Кубическое уравнение решим методом Кардано [13,14]. При этом подставляя значение в (14), имеем:

$$\lambda = z - \frac{D_1}{3}; \quad z^3 + p \cdot z + q = 0$$

$$\text{где } p = D_2 - \frac{D_1}{3}; \quad q = \frac{2 \cdot D_1^3}{27} - \frac{D_1 \cdot D_2}{3} + D_3 \quad (15)$$

Корни уравнения

$$z_1 = \gamma + \beta; \quad z_2 = \gamma \cdot \varepsilon + \beta \cdot \varepsilon^2; \quad z_3 = \gamma \cdot \varepsilon^3 + \beta \cdot \varepsilon$$

$$\text{где } \gamma = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}; \quad \beta = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}; \quad \varepsilon = -\frac{1}{2} + i \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}. \quad (16)$$

Корни уравнения

$$\lambda_1 = z_1 - \frac{D_1}{3}; \quad \lambda_2 = z_2 - \frac{D_1}{3}; \quad \lambda_3 = z_3 - \frac{D_1}{3}. \quad (17)$$

Подставив корни уравнения (13) в (14), найдены решение дифференциального уравнения без правой части.

$$\varphi_1 = C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + e^{kt} \cdot (C_3 \cdot \cos pt + C_4 \cdot \sin pt); \quad (18)$$

$$\text{где } K = -\frac{1}{2} \cdot (\gamma + \beta) - \frac{D_1}{3}; \quad p = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot (\gamma - \beta)$$

Для решения уравнения в неоднородной форме или ее частные решения примем

$$\varphi_1 = A_1 \cdot t + A_2 \cdot \sin \alpha t + A_3 \cdot \cos \alpha t, \text{ а производные } \dot{\varphi}_1; \ddot{\varphi}_1; \varphi_1^{III}; \varphi_1^{IV}:$$

$$\dot{\varphi}_1 = A_1 + A_2 \cdot \alpha \cdot \cos \alpha t - A_3 \cdot \alpha \cdot \sin \alpha t; \quad \ddot{\varphi}_1 = -A_2 \cdot \alpha^2 \cdot \sin \alpha t - A_3 \cdot \alpha^2 \cos \alpha t;$$

$$\varphi_1^{III} = -A_2 \cdot \alpha^3 \cdot \cos \alpha t + A_3 \cdot \alpha^3 \sin \alpha t; \quad \varphi_1^{IV} = A_2 \cdot \alpha^4 \cdot \sin \alpha t + A_3 \cdot \alpha^4 \cos \alpha t. \quad (19)$$

Подстановкой полученных (19) в (12) с учетом обозначений определяем коэффициенты  $A_1, A_2, A_3$ :

$$A_1 = \frac{c}{I_1 \cdot I_2 \cdot D_3} \cdot \left( \frac{M_{II} \cdot \omega_0}{\omega_0 - \omega_H} - M_1 \cdot i - M_p \cdot i \right)$$

$$A_2 = \frac{M_0 \cdot i \cdot c \cdot \alpha^2 \cdot (\alpha^2 - D_2)}{I_1 \cdot I_2 \cdot \left[ (D_1 \cdot \alpha^3 - D_3 \cdot \alpha)^2 + (\alpha^4 - D_2 \cdot \alpha^2)^2 \right]}$$

$$A_3 = \frac{M_0 \cdot i \cdot c \cdot \alpha^3 \cdot (\alpha^2 - D_2) \cdot (D_1 \cdot \alpha^2 - D_3)}{I_1 \cdot I_2 \cdot \left[ (D_1 \cdot \alpha^3 - D_3 \cdot \alpha)^2 + (\alpha^4 - D_2 \cdot \alpha^2)^2 \right]} \quad (20)$$

При этом общее решение дифференциального уравнения (12) будет:

$$\varphi_1 = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + e^{kt} \cdot (C_3 \cos pt + C_4 \sin pt) + A_1 t + A_2 \sin \alpha t + A_3 \cos \alpha t \quad (21)$$

Подставляя значения  $A_1, A_2, A_3$  в (20), беря производное по времени и учитывая начальные условия при  $t=0$ ;  $\varphi_1 = 0$ ;  $\dot{\varphi}_1 = 0$  согласно выражения (21) можно определить закон движения ротора асинхронного электродвигателя. Беря производную от  $\varphi_1$  по времени можно получить выражение для определения угловой скорости движения ротора. Учитывая передаточное отношение передачи можно получить угловое перемещение и угловую скорость барабана транспортёра разборщика бунтов хлопка-сырца.

Определяем значения коэффициентов

$$C_1 = 0,5 \cdot A_3 - \frac{A_1 + A_2 \cdot \alpha + 0,5 \cdot A_3 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}{0,5 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) - K - P}$$

$$C_2 = 0,5 \cdot A_3 + \frac{A_1 + A_2 \cdot \alpha + 0,5 \cdot A_3 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}{0,5 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) + K + P}$$

$$C_3 = C_4 = \frac{A_1 + A_2 \cdot \alpha + 0,5 \cdot A_3 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}{0,5 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) - K - P} \quad (22)$$

Расчёты велись при следующих значениях параметров электродвигателя и транспортёра разборщика бунтов хлопка-сырца:

Марка электродвигателя ..... AO2–41–6.

Характеристики двигателя:

мощность  $P$ , кВт ..... 3,0;

частота вращения  $n$ , мин<sup>-1</sup> ..... 960;

$M_{НАЧ}/M_{НОМ}$  ..... 1,0...1,2;

$M_{МАХ}/M_{НОМ}$  ..... 1,7...2,2.

Характеристики транспортёра:

передаточное отношение привода  $i$  ..... 4;

коэффициент жёсткости упругой передачи  $C$ , н·м/рад .....  $290 \cdot 10^4$ ;

момент номинальный  $M_{НОМ}$ , н·м ..... 29,8;

момент дополнительного сопротивления ..... из-за  
натяжного устройства  $M_P$ , н·м ..... 35,76;

момент начальный  $M_0$ , н·м ..... 29,8;

момент инерции ведущего барабана  $I_1$ , н·м·с<sup>2</sup> .....  $4,71 \cdot 10^{10}$ ;

момент инерции ведомого барабана  $I_2$ , н·м·с<sup>2</sup> .....  $0,3 \cdot 10^{10}$ ;

момент пусковой  $M_{П}$ , н·м ..... 29,8;

момент максимальный  $M_1$ , н·м ..... 59,6;

угловая скорость начальная  $\omega_0$ , с<sup>-1</sup> ..... 100,5;

угловая скорость номинальная  $\omega_H$ , с<sup>-1</sup> ..... 25.

Значимые коэффициенты:

$P_1$ , с<sup>-1</sup> .....  $1028 \cdot 10^{-6}$ ;

$q$ , с<sup>-3</sup> .....  $5,23 \cdot 10^{-15}$ ;

$D_1$ , с<sup>-1</sup> .....  $0,084 \cdot 10^{-10}$ ;

$D_2$ , с<sup>-2</sup> .....  $1028 \cdot 10^{-6}$ ;

$D_3$ , с<sup>-3</sup> .....  $81 \cdot 10^{-16}$ .

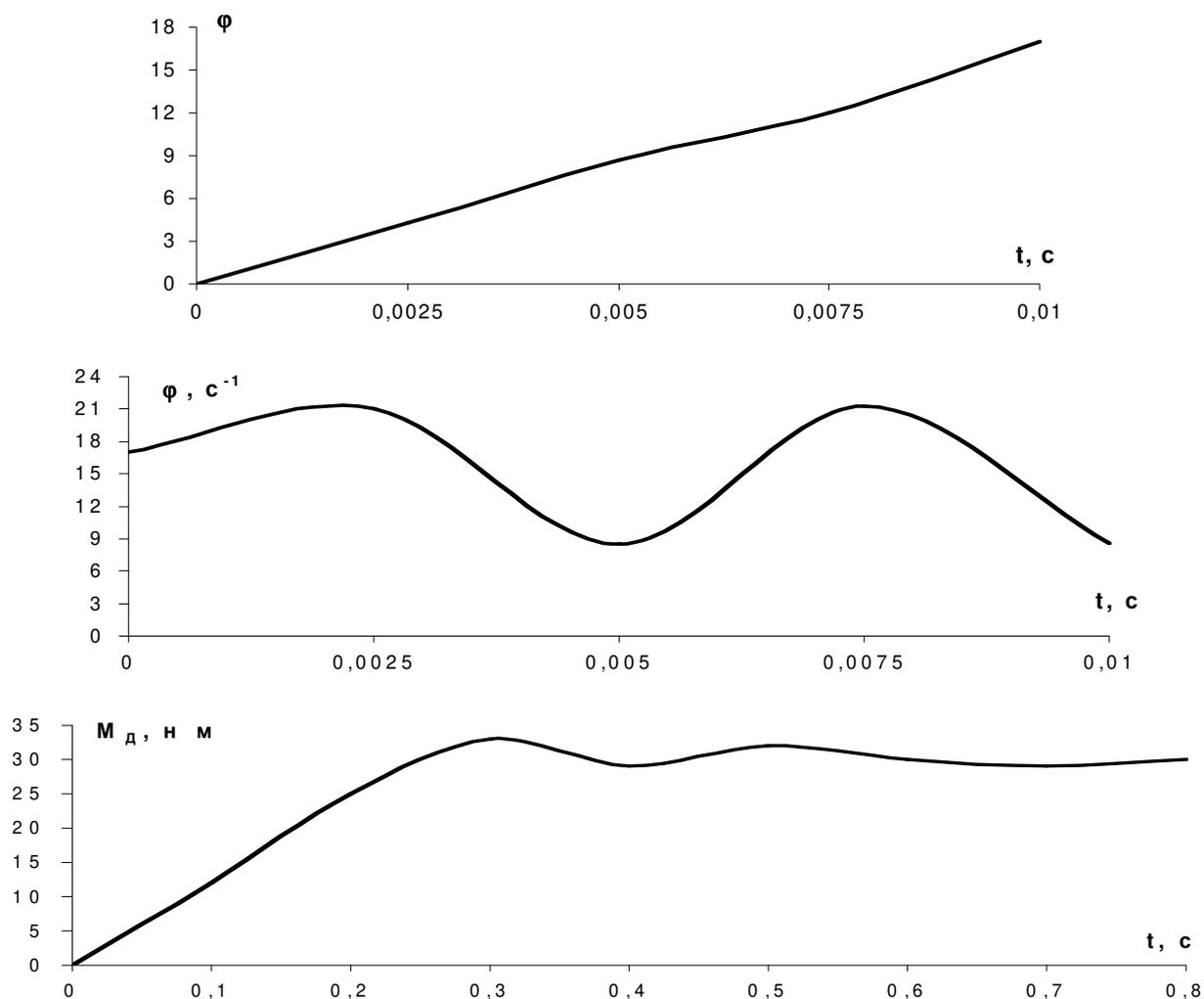


Рис.4. Зависимость угловых перемещений (а), угловых скоростей (б) и движущих моментов (в) барабана транспортёра разборщика бунтов хлопка-сырца по времени.

Результаты производственных испытаний ленточного транспортёра с рекомендуемым центрирующим натяжным роликом.



Рис.5 Общий вид опытного образца натяжного устройства.

Технико-экономическая эффективность предлагаемого ленточного транспортера с натяжным устройством заключается в повышении надежности и КПД транспортера за счет устранения бокового схода ленты.

Для изучения работоспособности эффективной конструкции центрирующего натяжного устройства из материала “Капролон-В” был изготовлен опытный образец и установлен на ленточном транспортере типа ТЛХ-18.

На рис.5. приведены общий вид установки опытного образца рекомендуемой конструкции на ленточном транспортере типа ТЛХ-18.

Сравнительные испытания модернизированного ленточного конвейера с рекомендованным центрирующим натяжным роликом показали высокую работоспособность и надежность в работе. При этом сход ленты с барабанов фактически отсутствует, даже при не соосности оси барабанов (7-8 градусов), ликвидированы забои хлопка-сырца при 4-6 транспортировании. Производительность увеличилась на 12% по отношению к существующей конструкции. Ресурс работы рекомендуемой конструкции увеличился (10-15)%.

Выводы. Рекомендована эффективная конструктивная схема центрирующего натяжного ролика ленточного транспортера. Получены закономерности движения барабанов транспортера, обоснованы параметры системы. Приведены производственные испытания модернизированного конвейера.

#### Литература:

1. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. М., “Машиностроение”, 1978, с.391.
2. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М., “Машиностроение”, 1983, с.487.
3. Воробьев И.И. Ременные передачи. М. Машиностроение, 1979. с. 168.
4. Джураев А. Динамика рабочих механизмов хлопкоперерабатывающих машин. Ташкент, “ФАН”, 1987, с. 188
5. Давидбоев Б.Н. Кутариш-ташиш машиналари. Тошкент, “Укитувчи” 1989.
6. Джабаров Т.Д. и др. Первичная обработка хлопка. М., “Легкая индустрия”, 1978.
7. Джураев А.Ж., Давидбаев Б.Н., Жалаяев А.А., Мирзахонов Ю.У. Плоскоременная передача с натяжным роликом. // Патент Уз. Рес. UZ IAP 4228, 31.03.97. № 1
8. Джураев А. Ж., Давидбаев Б.Н., Жалаяев А.А., Мелемедов Р.Ю., Мирзахонов Ю.У. Натяжной ролик плоскоремённой передачи // Патент №50 F V РУз.. РА №6, 1996 г. Ремённая передача. Авт. Свид. №1767258, 1989.
9. Джураев А. Ж., Давидбаев Б.Н., Мирзахонов Ю.У., Давидбаева Н.Б., Умаров Б. Шарнирно – рычажная муфта. КР. Авторское свидетельство, №116, Бюлл. Изобр. №2010002.2. 29.10.2010 г.
10. Джураев А.Ж Давидбаев Б.Н Мирзахонов Ю.У., Давидбаева Н.Б. Умаров Б.Х. Плоскоременная передача с натяжным роликом. Патент Узбекистан FAR 00780 № 12 2012г.
11. Джураев А. Ж., Давидбаев Б.Н., Мирзахонов Ю.У., Давидбаева Н.Б. Экспериментальное исследование влияния параметров натяжного устройства с упругими элементами. Научно-технический журнал Ферганского политехнического института №3 2013 г.

12. Маткаримов, Ш. А., Зияев, А. Т., Тожибоев, Б. Т., & Кучкаров, Б. У. (2020). ПОКРЫТИЕ ЗАДВИЖЕК И ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ЖИДКИМ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫМ ПОКРЫТИЕМ. *Universum: технические науки*, (12-5 (81)).
13. Эргашев, Н. А., Маткаримов, Ш. А., Зияев, А. Т., Тожибоев, Б. Т., & Кучкаров, Б. У. (2019). Опытное определение расхода газа, подаваемое на пылеочищающую установку с контактным элементом, работающим в режиме спутникового вихря. *Universum: технические науки*, (12-1 (69)).
14. Qo'chqarov, B. U., Tojiboyev, B. T., & Axtambayev, S. S. (2021). Experimental determination of the gas consumption sent to the device for wet dusting in the humid mode. *Экономика и социум*, (6-1), 226-229.