

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧ С ВЕДОМЫМ СОСТАВНЫМ ШКИВОМ И С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Маматова Д. А.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Аннотация

В статье приведены конструктивная схема и принцип работы разработанной ременной передачи с составным ведомым шкивом с упругими элементами. Представлена методика и электротензометрическая схема экспериментальной установки для изменения нагруженности и режимов движения рекомендуемой ременной передачи с составными ведомым шкивом с резиновым амортизатором.

Ключевые слова: ременная передача, составной шкив, резиновая втулка натяжной ролик, жесткость, колебание, частота, амплитуда, привод, нагруженность крутящий момент, удлинение, передаточное отношение, испытание, эффективность очистки хлопка.

1. Введение. Важным является обеспечение равномерности вращения выходного шкива связанного с рабочим органом технологической машины [1,2,3,4]. Но, в ряде технологических машинах требуется неравномерное вращение рабочего органа с требуемой амплитудой и частотой. Необходимость вращения ведомого вала (рабочего органа) с переменной угловой скоростью объясняется тем, что в некоторых технологических процессах это приводит к повышению эффекта работы машины. Так, например, сообщение рабочим органам неравномерного вращения повышает качество рыхления и очистки волокнистого материала. Для этого используются ременные передачи с переменными передаточными отношениями [5]. Ременные передачи с переменным передаточным отношением применяются в качестве элемента приводов различных машин и механизмов обеспечивающих вращение ведомого вала с переменной угловой скоростью: вибромашин, машин для обработки волокнистых и сыпучих материалов, горных и бурильных машин и т.д.

Ресурсосберегающая ременная передача режимах, амортизация колебаний нагрузок ремнем передачи является недостаточным. Для увеличения амортизации колебаний нагрузок нами рекомендуется ременная передача с составным ведомым шкивом с упругим элементом (рис. 1). Ведущий шкив 1 посредством ремня 3 сообщает вращение ведомому шкиву 2, приводя во вращение натяжной ролик 4. Вращательное движение от обода 5 через кольцевую упругую втулку 7 передается на ступицу 6 жестко связанный с

валом ведомого шкива 2. При выполнении технологического процесса рабочем валу машины изменяется

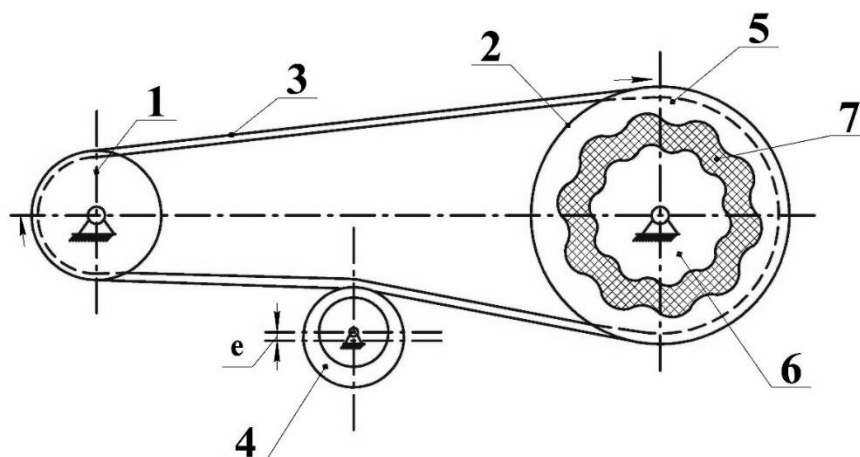


Рис.1. Ременная передача с составным ведомым шкивом и эксцентричным упругим натяжным роликом

нагрузка на вал ведомого шкива 2. Эти изменения момента сопротивления передаются на обод 5 через кольцевую упругую втулку 7 и далее на ведущий шкив 1 и на электропривод. При этом пиковые значения момента сопротивления (нагрузки) амортизируются кольцевой упругой втулкой 7. Выбирая необходимые упруго-диссипативные свойства (материал резины) можно управлять степенью амортизации пиковых значений нагрузки. При этом в достаточной степени сглаживается вращательное движение обода 5 ведомого шкива 2. Но, получение движения шкива 2 с необходимым законом изменения угловой скорости можно получить с изменением эксцентриситета натяжного ролика. Если эксцентричный натяжной ролик 4 выполнен составным с упругой втулкой, то закон движения выходного шкива будет более сложным.

2. Методика и результаты теоретических исследований.

В процессе работы передачи изменяется скольжение ремня по шкивам, также изменяется натяжение ремня. С изменением натяжений ремня, также изменяется деформация упругой втулки натяжного ролика. Это приводит к уменьшению рабочего радиуса натяжного ролика. Происходит выравнивание натяжения ремня, приводящей к равномерному вращению шкивов ременной передачи. При этом важными являются определение кинематических характеристик ременной передачи. Рассмотрим кинематику ременной передачи при определенном перемещении (принимая постоянным) обода 1 натяжного ролика за счет деформации упругой втулки 2 на величину « Δ » (см.рис. 2.а). Тогда фактически ось вращения наружной втулки (обода) 1

перемещается вверх на величину « Δ » относительно оси 4 (см.рис. 2.б.). При постоянном натяжении ремня расстояние « Δ » также остается постоянным в процессе работы ременной передачи. Но, изменение натяжения ремня приводит к изменению положения оси C_1 .

Для ременной передачи с натяжным роликом имеет место кинематических соотношений из [6, 7]:

$$U_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad U_{1,3} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_3}; \quad U_{2,3} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} \quad (1)$$

где, n_1, n_2, n_3 -число оборотов в минуту соответственно ведущего, ведомого шкивов и натяжного ролика, $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ -угловые скорости соответственно ведущего, ведомого шкивов и натяжного ролика.

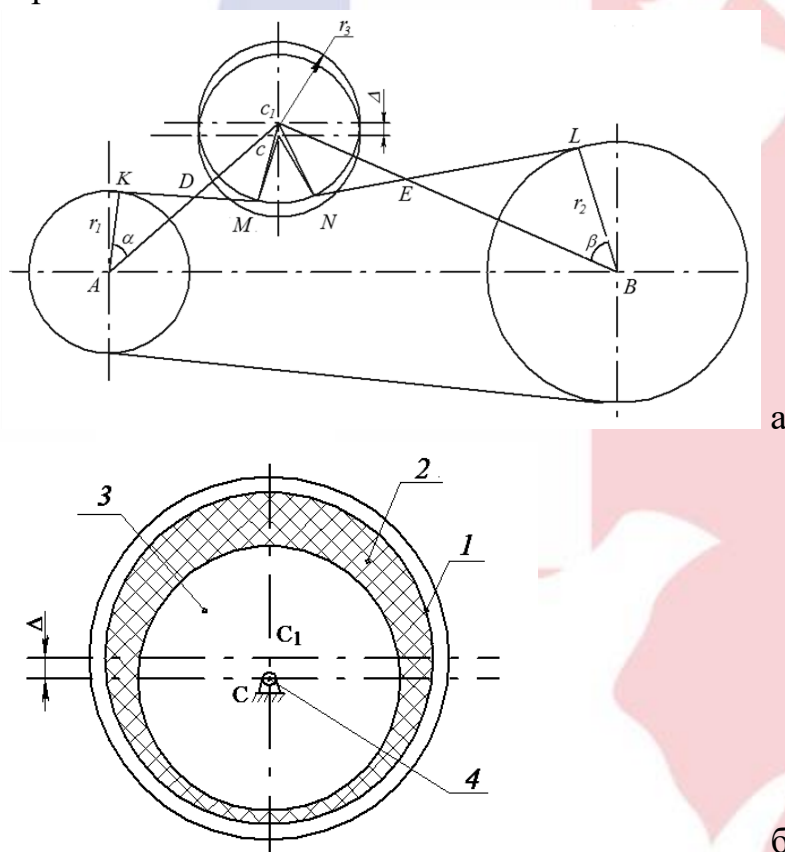


Рис. 2. а – схема ременной передачи с составным натяжным роликом, б – натяжной ролик, при смещенном положении наружной втулки из-за деформации упругой втулки

Согласно теории передачи движения в ременных передачах с учетом соответствующей расчетной схемы на рис. 2.а, можно записать:

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{C_1 D}{AD}; \quad \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{C_1 E}{BE} \quad (2)$$

При этом из ΔAKD и ΔBLE имеем:

$$\cos \alpha = \frac{AK}{AD} = \frac{r_1}{AD}; \quad \cos \beta = \frac{BL}{BE} = \frac{r_2}{BE}$$

Из рис. 3.а получим:

$$C_1D = AC_1 - AD; \quad C_1E = BC_1 - BE \quad (3)$$

С учетом (3) перепишем (2) в следующем виде:

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{AC_1 \cos \alpha - r_1}{r_1}; \quad \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{BC_1 \cos \beta - r_2}{r_2} \quad (4)$$

При отсутствии перемещения оси обода натяжного ролика:

$$r_1 + r_3 = AC_1 \cos \alpha; \quad r_2 + r_3 = BC_1 \cos \beta \quad (5)$$

При перемещении оси обода натяжного ролика ременной передачи, полярные радиусы натяжного ролика, $r_{3,1}$ и $r_{3,2}$ будут изменяться за счет изменений положений натяжного ролика.

Из ΔMCM_1 и ΔNCN_1 на рис. 3. можно определить:

$$r_{3,1} = \frac{MM_1}{\cos \gamma_1}; \quad r_{3,2} = \frac{NN_1}{\cos \gamma_2} \quad (6)$$

где, $r_{3,1}$, $r_{3,2}$ - полярные радиусы натяжного ролика; γ_1 - угол между радиусом r_3 и $r_{3,1}$; γ_2 - угол между радиусами r_3 и $r_{3,2}$;

Из рис. 3.б видно, что:

$$\Delta^2 - C_1M_1^2 = r_{3,1}^2 - MM_1^2; \quad C_1M_1 = r_3 - MM_1 \quad (7)$$

Учитывая $MM_1 = r_{3,1} \cos \gamma$, можно определить из (7) полярный радиус натяжного ролика:

$$r_{3,1} = r_3 \cos \gamma_1 + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2} \quad (8)$$

Подобным образом получим выражение для определения второго полярного радиуса натяжного ролика:

$$r_{3,2} = r_3 \cos \gamma_2 + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2} \quad (9)$$

При этом соответственно углы γ_1 и γ_2 определяются из выражений:

$$\gamma_1 = \arctg \frac{r_3 \sin r_1 \varphi_1 / r_3}{\Delta + r_3 \cos r_1 \varphi_1 / r_3}; \quad \gamma_2 = \arctg \frac{r_3 \sin r_2 \varphi_2 / r_3}{\Delta + r_3 \cos r_2 \varphi_2 / r_3} \quad (10)$$

где, r_1 , r_2 - радиусы ведущего и ведомого шкивов, φ_1, φ_2 - угловые перемещения ведущего и ведомого шкивов.

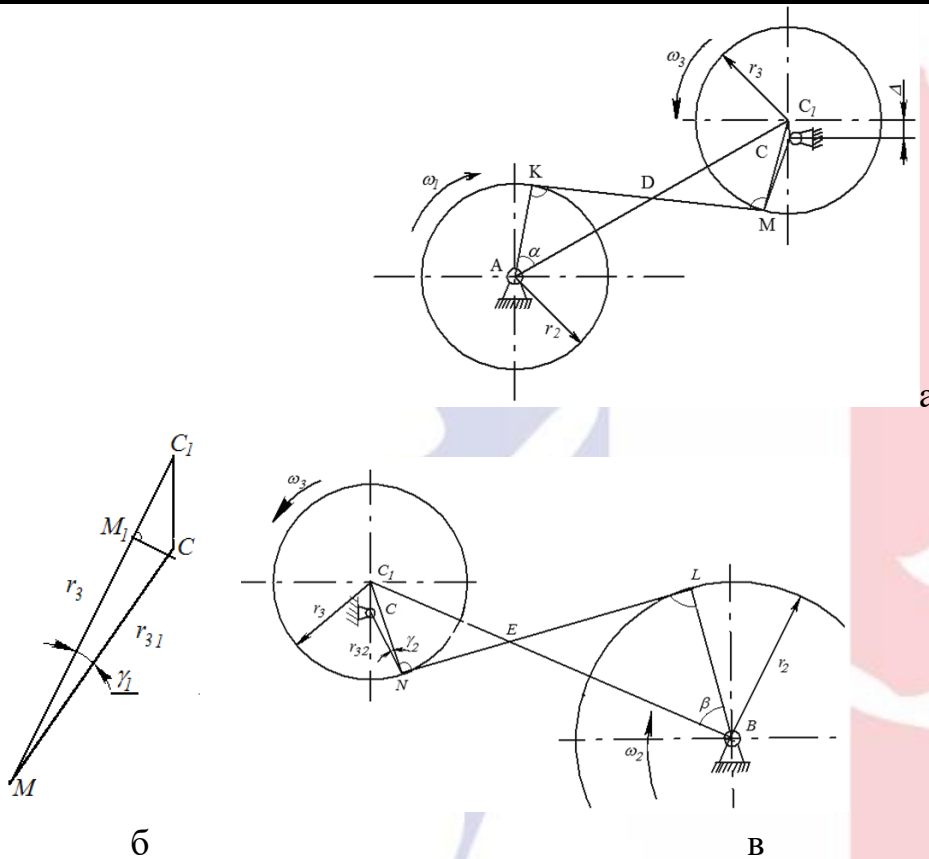


Рис. 3. Расчетные схемы ременной передачи с составным натяжным роликом где, а – схема передачи движения от ведущего шкива к натяжному ролику; б – геометрия расположения оси натяжного ролика; в – схема кинематики между натяжным роликом и ведомым шкивом

Подставляя (8), (9) и (10) в (5) получим выражения:

$$\cos \alpha = \frac{1}{AC_1} \left[r_1 + r_3 \cos \left(\arctg \frac{r_3 \sin \frac{r_1 \varphi_1}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_1 \varphi_1}{r_3}} \right) + \sqrt{r_3^2 \cos^2 \left(\arctg \frac{r_3 \sin \frac{r_1 \varphi_1}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_1 \varphi_1}{r_3}} - 1 + \Delta^2} \right] ;$$

$$\cos \beta = \frac{1}{BC_1} \left[r_2 + r_3 \cos \left(\arctg \frac{r_3 \sin \frac{r_2 \varphi_2}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_2 \varphi_2}{r_3}} \right) + \sqrt{r_3^2 \cos^2 \left(\arctg \frac{r_3 \sin \frac{r_2 \varphi_2}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_2 \varphi_2}{r_3}} + \Delta^2} \right] \quad (11)$$

Полученные значения $\cos \alpha$ и $\cos \beta$ из (11) подставляя в (4) получим передаточные отношения $U_{1,3}$ и $U_{2,3}$.

При этом с учетом $U_{1,3}/U_{2,3} = U_{1,2}$ получим передаточное отношение для ременной передачи с составным натяжным роликом в виде:

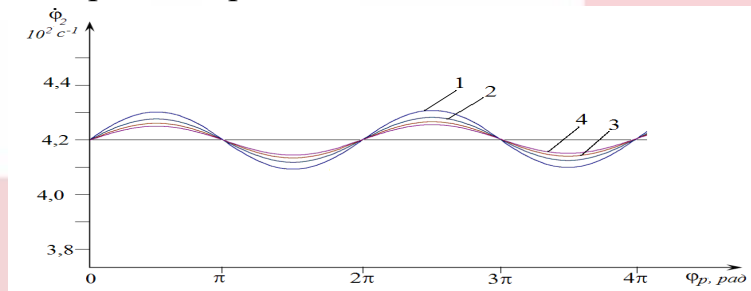
$$U_{1,2} = \frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \quad (12)$$

Подставляя выражение (12) в (1) получим формулу для определения угловой скорости ведомого шкива при составном натяжном ролике:

$$\omega_2 = \frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{\omega_1 r_1}{r_2} \quad (13)$$

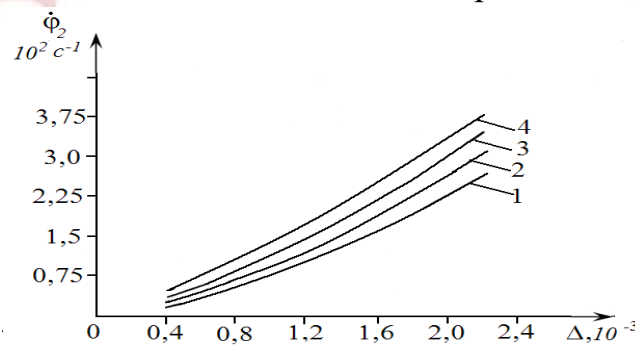
Получая производную из выражения (13) можно получить формулу для определения углового ускорения ведомого шкива рассматриваемой ременной передачи. Определение кинематических характеристик передачи с учетом численных значений и решением задачи на ПК используя программу Excel. На основе решения задачи были получены закономерности изменения угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи. При этом за основные варьируемые параметры ременной передачи были радиус и перемещение его оси за счет деформации Δ упругого элемента натяжного ролика.

На рис. 4 представлены закономерности изменения угловой скорости ведомого шкива от изменения величины Δ натяжного ролика ременной передачи. Анализ закономерностей изменения $\dot{\varphi}_2$ на рис. 4 показывает, что увеличение вертикального перемещения натяжного ролика приводит к



где, 1- $\Delta = 0,5$ мм; 2- $\Delta = 1,0$ мм; 3- $\Delta = 1,5$ мм; 4- $\Delta = 2,0$ мм

Рис. 4. Закономерности изменения угловой скорости ведомого шкива от изменения величины Δ натяжного ролика



где, $1-r_p = 3,0 \cdot 10^{-2}$ м; $2-r_p = 3,5 \cdot 10^{-2}$ м; $3-r_p = 4,0 \cdot 10^{-2}$ м; $4-r_p = 4,5 \cdot 10^{-2}$ м;

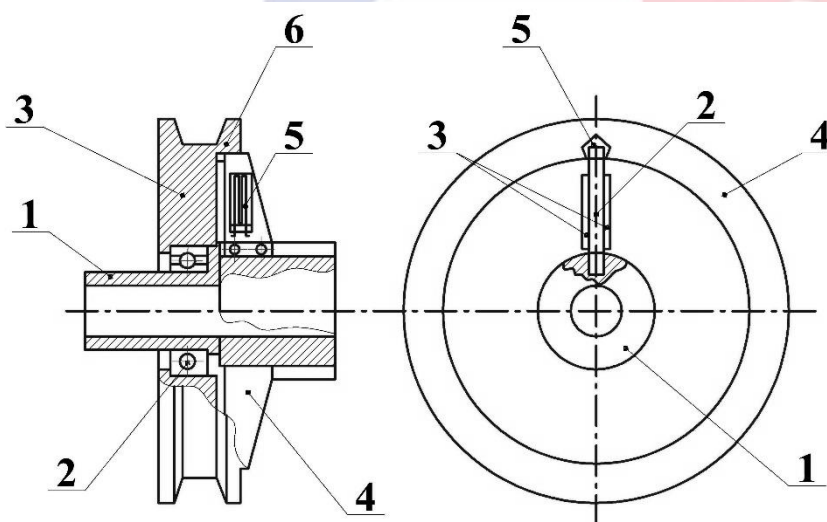
Рис. 5. Зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива в функции величины деформации упругого элемента натяжного ролика ременной передачи

увеличению амплитуды колебаний угловой скорости. Так, при $\Delta = 0,5$ мм амплитуда колебаний $A_{\dot{\varphi}_2}$ доходит до 28 с^{-1} , а при $\Delta = 2,0$ мм, амплитуда колебаний угловой скорости ведомого шкива увеличивается до 98 с^{-1} . При этом средняя угловая скорость $\dot{\varphi}_2 = 4,2 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$. Максимальное значение угловой скорости соответствует при $\varphi_p = \pi/2$, а минимальное значение при $\varphi_p = 3\pi/2$. С увеличением радиуса натяжного ролика уменьшается частота колебаний угловой скорости. Деформация в конкретных расчетах значение Δ принимается постоянным. Для различных жесткостей резиновой втулки Δ получается различным (см. рис. 4). На рис.5 приведены полученные графические зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива от вариации перемещения Δ при различных значениях радиуса натяжного ролика. Увеличение радиуса натяжного ролика приводит к возрастанию перемещения Δ , тем самым к увеличению $\Delta \dot{\varphi}_2$ по нелинейной закономерности. Поэтому для того, чтобы изменение радиуса натяжного ролика не влияло на размах колебаний угловой скорости ведомого шкива, необходимым считается увеличение перемещения Δ (деформация упругой втулки) натяжного ролика на соответствующее значение [8]. Для уменьшения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива в определенных пределах целесообразным считается выбор $\Delta \leq (1,5 \div 2,3) \cdot 10^{-3}$ м.

3. Методика проведения исследований.

Целью проведения экспериментальных исследований является определение зависимости влияния параметров составного натяжного ролика с упругим элементом на изменение крутящего момента ведущего и ведомого вала, изменение частоты их вращения с учетом проскальзывания ремня. В ходе разработки экспериментальной установки были исключены ряд недостатков, не учтенных предыдущих конструкциях экспериментальных установках примененных для проведения исследований. Экспериментальная установка позволила проведение замеров в работе машины с одновременной обработкой полученных результатов на компьютере, для чего был, применен цифровой преобразователь типа LTR-154. В большинстве приведенных исследованиях для замеров крутящих моментов на приводных валах применяют тензометрирование с тензодатчиками наклеенными на валах. Но, в нашем случае валы

имеют консольную часть и при таком способе возникла необходимость разработки прибора позволяющий производить замеры с минимальной погрешностью. Конструктивная схема такого прибора, приведена на рис 6. Прибор состоит из ступицы 1 для установки на вал и передачи крутящего момента на шкив 3 установленного на подшипнике качения 2. Также на ступице закреплены два поводка 4 на одной из которых наклеены тензодатчики 5. Поводки 4 с одной стороны утоплены пазы 6 в приводном шкиве, а с другой стороны закреплены на ступице 1. Для передачи усилия на вал или с вала на шкив поводок 4 является одновременно приводом и балочкой для наклейки тензодатчиков. На ступице 1 при помощи подшипника качения 2 устанавливается шкив 3 для ременной передачи. Шкив 3 установленный на подшипнике качения 2 имеет возможность вращения вокруг оси в пределах упругости балочки 6 с наклеенной на нее тензодатчиками 5. Так как балочка является

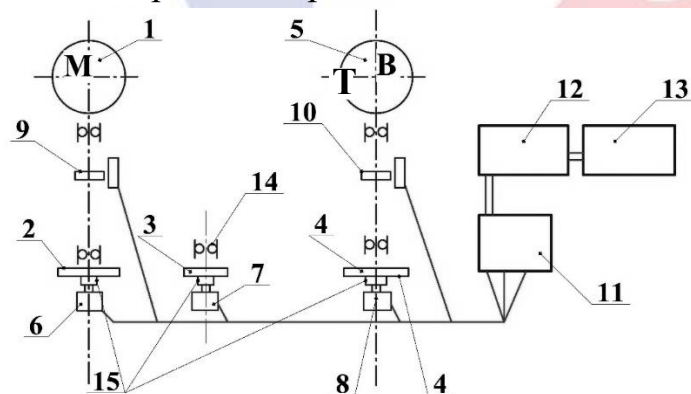


1-ступица для установки на вал; 2 –подшипник качения; 3-шкив; 4-поводок с наклеенными на нее тензодатчиками; 5-тензодатчики; 6- паз для установки балочки.

Рис.6. Схема моментомера

поводком 4 для шкива 3, один конец которой закреплен на ступице 1, а другой коней входит в паз 6, фрезерованной на ободке шкива 4. От воздействия балочка 6 изгибается по мере увеличения крутящего момента передаваемой данной передачей, приводить к изменению параметров (сопротивления) тензодатчиков 5 наклеенных на поверхности поводка 4. После проведения соответствующих тарировок вычисляются на компьютере истинные значения крутящего момента передаваемой ременной передачей. Электрическая схема измерения была принята классическая с преобразователем цифрового типа и усилителем, схема которой приведена на рис. 7. По результатам экспериментов были получены осциллограммы, характеризующие угловую скорость

вала ведущего шкива, крутящих моментов на валах ведущего и ведомого шкивов и нагрузки оси натяжного ролика передачи.



1-электродвигатель, 2- приводной ведущий шкив, 3- натяжной ролик, 4- ведомый шкив, 6-7-8- токосемники, 9-10 датчики Холла с крилчатками, 11 тензометрический усилитель УТ-4-1, 12- цифровой преобразователь LTR-154, 13- компьютер

Рис. 7. Измерительная блок-схема установки

Выводы. Разработана новая ресурсосберегающая конструктивная схема ременной передачи с переменным передаточным отношением. Решена задача кинематики ременной передачи с переменным передаточным отношением с эксцентричным натяжным роликом с упругой втулкой. Экспериментами обоснованы параметры системы. Определены закономерности изменения нагрузки валов ременной передачи. Построены графические зависимости изменения размаха колебаний крутящего момента на валу ведомого шкива ременной передачи от различных значений эксцентриситета натяжного ролика, от внешней технологической нагрузки при изменении частоты вращения и жесткости резинового амортизатора. Получены закономерности нагружения натяжного ролика при изменении значений эксцентриситета. Представлена методика и электротензометрическая схема экспериментальной установки для изменения нагрузки и режимов движения рекомендуемой ременной передачи с составным ведомым шкивом с резиновым амортизатором.

Список использований литературы

1. Mamatova. D, Djuraev. A, Nematov. A. "SCIENTIFIC BASIS OF IMPROVING COTTON GRINDING MACHINES, TRANSMISSION MECHANISMS CONSTRUCTIONS AND CALCULATION OF PARAMETERS", Monograph, ISBN: 978-93-90884-38-3, Published by Novateur Publication 466, Sadashiv Peth, M.S. India-411030, 2022, pp.155.

2. Mamatova, D. A., & Djuraev, A. (2019). DETERMINATION OF THE REGULARITY CHANGE BELT TENSION IN THE SLACK SIDE OF BELT TRANSMISSION WITH VARIABLE PARAMETERS. Textile Journal of Uzbekistan, 2(1), 20.
3. Плеханов, А. Ф., Маматова, Д. А., Джураев, А., Сарттарова, Л. Т., & Дикенова, Д. Б. (2019). Обоснование параметров ременной передачи с составным натяжным роликом с упругими элементами. Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности, (5), 196-203.
4. Нематов, А., & Маматова, Д. (2022). РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРИВОДАХ ОЧИСТИТЕЛЕЙ ХЛОПКА. European Journal of Interdisciplinary Research and Development, 3, 24-30.
5. Mamatova, D. A., & Djuraev, A. (2016). Analysis of Belting Stiffness Transmission Impact on Rotating Mass Motion Law of Technological Machines. Journal of Machinery Manufacturing and Automation (JMMA) China, 1, 15-20.
6. Mamatova, D. (2020). Development of a Constructive Scheme to Justify the Parameters of a Belt Drive with a Driven Composite Pulley and with Elastic Elements.
7. Mamatova, D. (2019). Influence of Belt Transmission Parameters on the Stiffness of the Elastic Elements of the Driven Pulley and Tensioning Roller.
8. Mamatova, D. (2022). THEORETICAL DESCRIPTION OF PARAMETERS OF BELT CONDITIONS WITH CONTINUOUS TRANSITIONAL RELATIONS. Conferencea, 121-127.