

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ
С СОСТАВНЫМ НАТЯЖНЫМ РОЛИКОМ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ**

JUSTIFICATION PARAMETERS OF BELT TRANSMISSION WITH A COMPOSITION TENSIONAL ROLLER WITH ELASTIC ELEMENTS

А.Ф. ПЛЕХАНОВ, Д.А. МАМАТОВА, А. ДЖУРАЕВ, Л.Т. САРТАРОВА, Д.Б. ДИКЕНОВА

A.F. PLEKHANOV, D.A. MAMATOVA, A. DJURAEV, L.T. SARTTAROVA, D.B. DIKENOVA

(Российский государственный университет
имени А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство),
Алматинский технологический университет, Республика Казахстан,
Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Республика Узбекистан)

(Russian State University named after A.N. Kosygin (Technologies. Design. Art),
Almaty Technological University, Republic of Kazakhstan,
Tashkent Institute of Textile and Light Industry, Republic of Uzbekistan)

E-mail: mda4580@inbox.ru, 25lazzat@mail.ru

В статье приведены схема ременной передачи с составным ведомым шкивом с упругими элементами. Теоретически изучена кинематики ременной передачи с составным натяжным роликом с резиновой втулкой. Представлены методика и электротензометрическая схема экспериментальной установки для изменения нагруженности и режимов движения рекомендуемой ременной передачи с составными ведомыми шкивами с резиновым амортизатором. Представлены результаты экспериментальных исследований по нагруженности валов и частоты вращения шкивов передачи при различных марках резины, использованных в составных шкивах. Приведены результаты полнофакторных экспериментов по оптимизации параметров ременной передачи.

The article presents a belt drive with a composite driven pulley with elastic elements. Theoretically studied the kinematics of a belt drive with a composite tensioning roller with a rubber sleeve. The technique and electrotensometric scheme of the experimental setup to measure workload and driving modes of the recommended belt drive with composite driven pulleys with a rubber damper are presented. The results of experimental studies on the load of shafts and speeds of transmission pulleys with different rubber grades used in composite pulleys are presented. The results of the full factorial experiments to optimize the parameters of the belt transmission.

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.

Keywords: belt drive, composite pulley, rubber bushing, tension roller, stiffness, oscillation, frequency, amplitude, drive, torque loading, elongation, gear ratio, testing, cotton cleaning efficiency.

Практически в большинстве приводных механизмов технологических машин используются ременные передачи. При этом важным является обеспечение необходимой равномерности вращения ведомого шкива, вал которого связан с рабочим органом технологической машины [1], [2].

Для получения необходимых законов движения ведомого шкива передачи рекомен-

дуется передача с составным натяжным роликом с упругим элементом. На рис. 1-а представлена схема ременной передачи с составным натяжным роликом, на рис. 1-б – натяжной ролик при смещенном положении наружной втулки из-за деформации упругой втулки 2 [3].

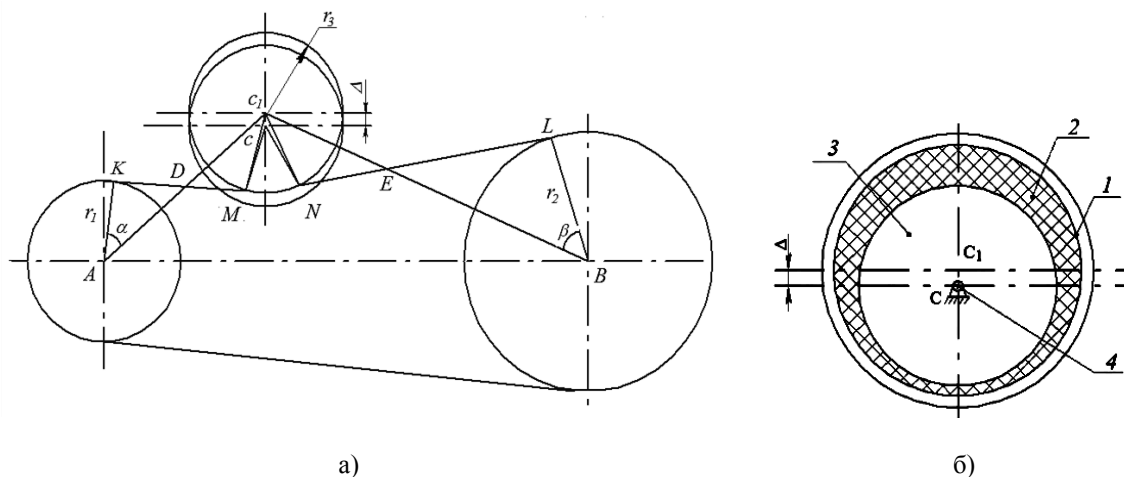


Рис. 1

В процессе работы передачи изменяется скольжение ремня по шкивам, также изменяется натяжение ремня. С изменением натяжения ремня также изменяется деформация упругой втулки натяжного ролика. Это приводит к уменьшению рабочего радиуса натяжного ролика. Происходит выравнивание натяжения ремня, приводящего к равномерному вращению шкивов ременной передачи. При этом важным является 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 (рис. 1-а). Тогда фактически ось вращения наружной втулки (обода) 1 перемещается вверх на величину Δ относительно оси 4 (рис. 1-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 имеют место кинематические соотношения из [4], [5]:

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

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.

Согласно теории передачи движения в ременных передачах с учетом соответствующей расчетной схемы на рис. 1-а можно записать:

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

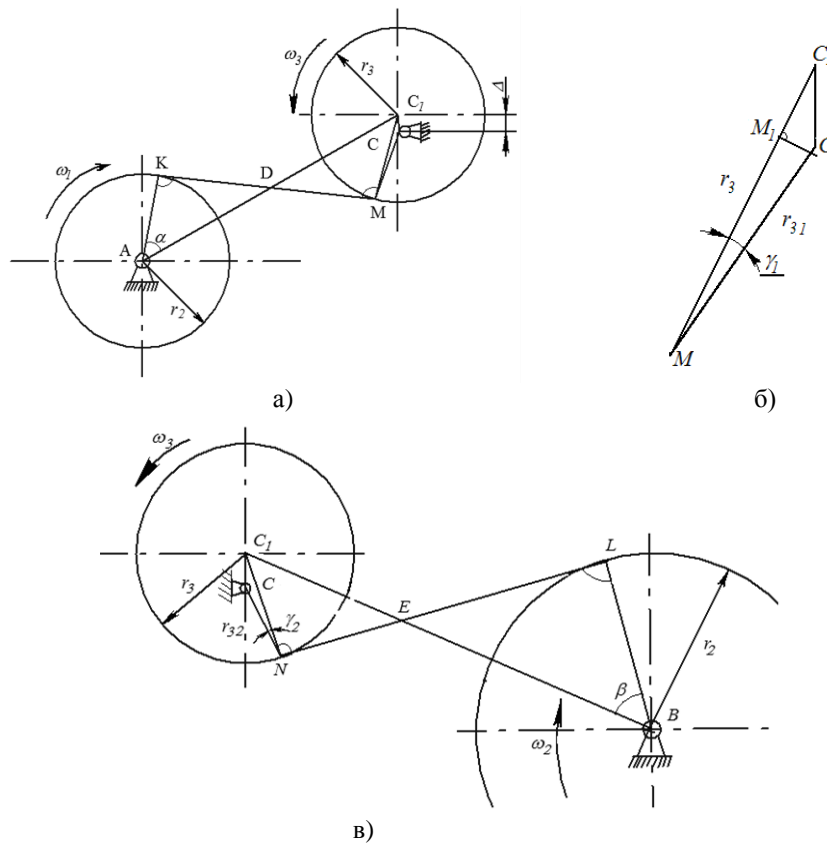


Рис. 2

Из ΔMCM_1 и ΔNCN_1 на рис. 2 (расчетные схемы ременной передачи с составным натяжным роликом: 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) можно определить:

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

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. 2-б видно, что:

$$\Delta^2 - C_1M_1^2 = r_{3,1}^2 - MM_1^2, \quad (4)$$

$$C_1M_1 = r_3 - MM_1.$$

Учитывая $MM_1 = r_{3,1} \cos \gamma_1$, можно определить из (4) полярные радиусы натяжного ролика:

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

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

При этом соответственно углы γ_1 и γ_2 определяются из выражений:

$$\gamma_1 = \arctg \frac{r_3 \sin r_1 \phi_1 / r_3}{\Delta + r_3 \cos r_1 \phi_1 / r_3}, \quad (5)$$

$$\gamma_2 = \arctg \frac{r_3 \sin r_2 \phi_2 / r_3}{\Delta + r_3 \cos r_2 \phi_2 / r_3},$$

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

При этом получим выражения:

$$\cos \alpha = \frac{1}{AC_1} \left[r_1 + r_3 \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{r_3 \sin \frac{r_1 \phi_1}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_1 \phi_1}{r_3}} \right) + \sqrt{r_3^2 \left[\cos^2 \left(\operatorname{arctg} \frac{r_3 \sin \frac{r_1 \phi_1}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_1 \phi_1}{r_3}} \right) - 1 + \Delta^2 \right]} \right],$$

$$\cos \beta = \frac{1}{BC_1} \left[r_2 + r_3 \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{r_3 \sin \frac{r_2 \phi_2}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_2 \phi_2}{r_3}} \right) + \sqrt{r_3^2 \left[\cos^2 \left(\operatorname{arctg} \frac{r_3 \sin \frac{r_2 \phi_2}{r_3}}{\Delta + r_3 \cos \frac{r_2 \phi_2}{r_3}} \right) + \Delta^2 \right]} \right]. \quad (6)$$

С учетом (2) получим формулу для определения угловой скорости ведомого шки-

ва при составном натяжном ролике:

$$\omega_2 = \frac{r_3 \cos(\operatorname{arctg} \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\operatorname{arctg} \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}} \omega_1 r_1. \quad (7)$$

На основе решения задачи были получены закономерности изменения угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи.

На рис. 3 представлены закономерности изменения угловой скорости ведомого шкива от изменения величины Δ натяжного ролика ременной передачи, где 1 – $\Delta=0,5$ мм; 2 – $\Delta=1,0$ мм; 3 – $\Delta=1,5$ мм; 4 – $\Delta=2,0$. Анализ закономерностей изменения $\dot{\phi}_2$ на рис. 3 показывает, что увеличение вертикального перемещения натяжного ролика приводит к увеличению амплитуды колебаний угловой скорости.

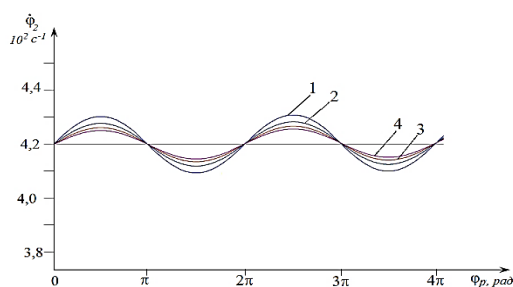


Рис. 3

Так, при $\Delta = 0,5$ мм амплитуда колебаний $A_{\dot{\phi}_2}$ 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 $\dot{\phi}_2 = 4,2 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$. Максимальное значение угловой скорости соответствует при $\phi_p = \pi/2$, а минимальное значение при $\phi_p = 3\pi/2$. С увеличением радиуса натяжного ролика уменьшается частота колебаний угловой скорости. В конкретных расчетах значение Δ принимается постоянным. Для различных жесткостей резиновой втулки Δ получается различным (рис. 3). На рис. 4 (зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива в функции величины деформации упругого элемента натяжного ролика ременной передачи: 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) 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 $\Delta \dot{\phi}_2$ 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 [6].

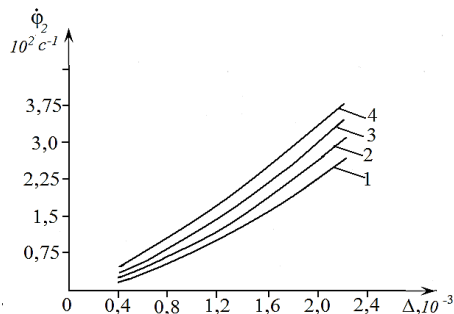


Рис. 4

В ходе разработки экспериментальной установки был исключен ряд недостатков, не учтенных в предыдущих конструкциях. Экспериментальная установка позволила проведение замеров в работе машины с одновременной обработкой полученных результатов на компьютере, для чего был применен цифровой преобразователь типа LTR-154 [7].

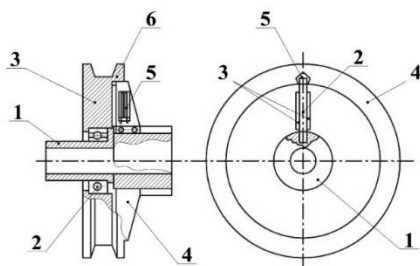


Рис. 5

В большинстве исследований для замеров крутящих моментов на приводных валах применяют тензометрирование с тензодатчиками, наклеенными на валах [8]. В нашем случае валы имеют консольную часть, и при таком способе возникла необходимость разработки прибора, позволяющего производить замеры с минимальной погрешностью [7]. Конструктивная схема такого прибора приведена на рис. 5. 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 одном 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 наклеенными на нее тензодатчиками 5. Так как балочка является поводком 4 для шкива 3, один конец которого закреплен на ступице 1, а другой конец входит в паз 6, фрезерованный на ободке шкива 4. От воздействия балочка 6 изгибается по мере увеличения крутящего момента, передаваемого данной передачей, приводит к изменению параметров (сопротивления) тензодатчиков 5, наклеенных на поверхности поводка 4. После проведения соответствующих тарировок на компьютере вычисляются истинные значения крутящего момента передаваемые ременной передачей.

Электрическая схема измерения – классическая, с преобразователем цифрового типа и усилителем. Схема приведена на рис. 6 (измерительная блок-схема установки: 1 – электродвигатель; 2 – приводной ведущий шкив; 3 – натяжной ролик; 4 – ведомый шкив; 6...8 – токосъемники; 9, 10 – датчики Холла с крыльчатками; 11 – тензометрический усилитель УТ-4-1; 12 – цифровой преобразователь LTR-154; 13 – компьютер). По результатам экспериментов были получены осциллограммы, характеризующие угловую скорость вала ведущего шкива, крутящих моментов на валах ведущего и ведомого шкивов и нагруженности оси натяжного ролика передачи.

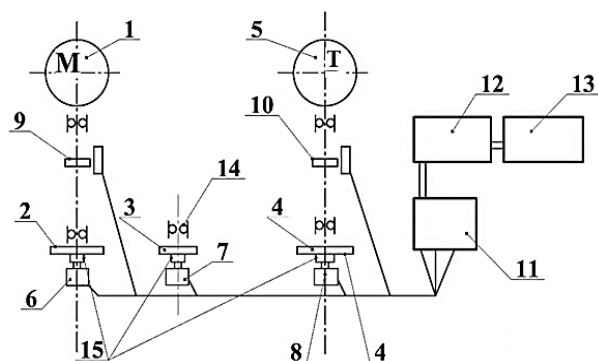


Рис. 6

Анализ полученных осциллограмм показывает, что с увеличением эксцентрис-

тета натяжного ролика возрастают амплитуды колебаний нагруженности оси натяжного ролика и крутящих моментов на валах шкивов, а также угловой скорости ведущего шкива.

На рис. 7 представлены: а) – графики зависимости ΔM от передаваемой нагрузки при разных значениях эксцентриситета натяжного ролика (смещение оси ролика, $\Delta=e$): 1- $e=1$ мм, 2- $e=2$ мм, 3- $e=3$ мм, 4- $e=4$ мм; б) – графики зависимости изменения размаха колебаний крутящего момента на валу

ведомого шкива от изменения эксцентриситета (или сдвига оси) натяжного ролика: 1- $M=6$ Нм, 2- $M=12$ Нм, 3- $M=18$ Нм, 4- $M=30$ Нм; в) – зависимости изменения нагрузки на ось натяжного ролика от изменения значений эксцентриситета. Графики получены на основе обработки осциллограмм. При этом значение эксцентриситета натяжного ролика принято как постоянная величина деформации упругой втулки ролика, то есть $\Delta=e$.

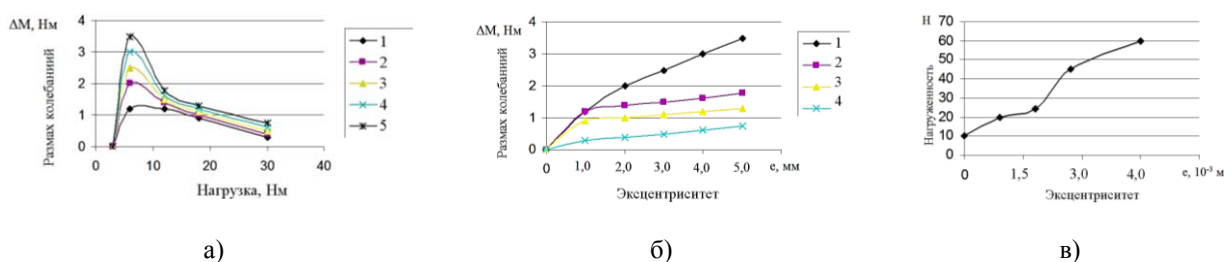


Рис. 7

Анализ графиков на рис. 7-а показывает, что увеличение эксцентриситета (или деформации резиновой втулки) от 1,0 до 5,0 мм приводит к колебаниям крутящего момента на валу ведомого шкива, размах ΔM которых доходит 1,2 Н·м при технологическом сопротивлении 12 Н·м, а при нагрузке $M_c=30$ Н·м ΔM доходит до 2,5 Н·м. При этом нагрузка на ось натяжного ролика увеличивается до 60 Н при эксцентриситете ролика 2,5 мм (рис. 7-б). Учитывая условия работы хлопкоочистительной машины, в приводе установлена рекомендуемая ременная передача с натяжным роликом с эксцентриситетом 2,5...3,5 мм. Важным является изучение влияния деформации резиновой втулки ролика (Δ) или эксцентриситета (e). На рис. 8 (зависимости изменения крутящего момента на ведомом валу от эксцентриситета натяжного ролика при различных значениях круговой жесткости резины: 1 – при $C=100$ Нм/рад; 2 – при $C=200$ Нм/рад; 3 – при $C=300$ Нм/рад) представ-

лены экспериментально полученные графические зависимости. С увеличением эксцентриситета размах колебаний крутящего момента на валу ведомого шкива возрастает до 3,45 Н·м при эксцентриситете натяжного ролика 5,0 мм.

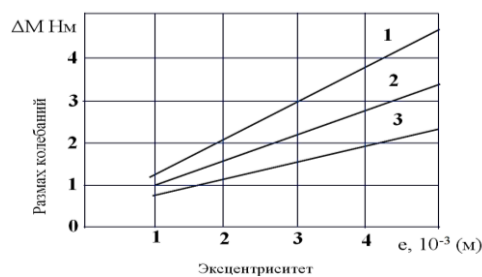


Рис. 8

В табл. 1 представлены интервалы изменения входных факторов [9]. За выходной параметр был выбран очистительный эффект хлопка-сырца.

После определения значимости коэффициентов регрессионное уравнение имеет вид:

$$Y = 41,46 + 1,087x_1 - 1,23x_2 + 0,78x_3 - 1,47x_1^2 - 1,77x_2^2 - 0,94x_3^2. \quad (8)$$

Факторы	Кодирование знаков	Истинные значения факторов					Интервал изменения
		-1,682	-1	0	+1	+1,682	
Частота вращения колкового барабана, об/мин	X ₁	387	400	440	480	507	40
Эксцентриситет (или перемещение Δ оси) натяжного ролика с упругим элементом, мм	X ₂	0,36	1	3	5	6,4	2
Коэффициент жесткости эластичного элемента (резины), Нм/рад	X ₃	84	100	150	200	234	50

Из вышеизложенного следует, что коэффициент жесткости эластичного элемента влияет на очистительный эффект. Наибольший очистительный эффект был достигнут при коэффициенте упругости 175 Н·м/рад, и это значение является оптимальным [10...12].

На основе полнофакторных экспериментов установлено, что при использовании на очистительных машинах рекомендуемых параметров можно получить высокий очистительный эффект. Следовательно, найдены оптимальные значения параметров очистительной машины: частота вращения колкового барабана 456 об/мин, эксцентриситет натяжного ролика с упругим элементом 2,5 мм, коэффициент упругости эластичного элемента 175 Н·м/рад. При этих параметрах получен наибольший очистительный эффект, который составил 41,8%.

ВЫВОДЫ

Разработана новая ресурсосберегающая 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 нагруженности 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 натяж-

ного ролика при изменении значений эксцентриситета. Полнофакторными экспериментами обоснованы значения частоты вращения колкового барабана, эксцентриситета натяжного ролика и коэффициента круговой жесткости упругого элемента, обеспечивающего высокий очистительный эффект.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Gramblicka Stanislav, Kohar Robert, Stopka Marian.* Dynamic analysis of mechanical conveyor drive system // *Procediya Engineering.* – 192, 2017. P.59...264.
2. *M. Di Napoli, M Strahle, S. Ruzimov.* Intelligent Belt Drive Systems in Hybrid // *IFAC-Papers OnLine.* – 2016. P. 47...53, 49...21.
3. *Chuanqiong Sun, Aihua Ren, Guoxing Sun, Yongd Liu.* The calculation of the Classical V-Belt life with different reliability // *Procediya Engineering.* – 15, 2011. P. 5290...5293.
4. *Джураев А.Ж., Маматова Д.А.* Разработка конструктивных схем и методы расчета ременных передач с переменными параметрами. – Ташкент: Наука и технология, 2019.
5. Патент Р.Уз. № IAP 03341. Ременная передача / Маматова Д.А., Эргашов М., Салимов М.. бюл. №4, 2007.
6. Патент Р.Уз. № UZ FAP 00645. Ременная передача / Маматова Д.А., Джураев А.Ж. и др., бюл. №8, 2011 г.
7. Патент Р.Уз. № UZ FAP 00676. Ременная передача / Маматова Д.А., Джураев А.Ж. и др., Д.А.Маматова, А.Ж.Джураев и др., бюл. № 12, 2011 г.
8. *Mamatova D.A., Djuraev A.* Analysis of Changes in Tension in Leading Branch Belt Drive // *Journal of Textile Science & Engineering The USA2017.OMICS Group*ISSN/ – 2165-8064 Vol. 7, Iss. 1. P. 1...3.
9. *Mamatova D.A., Djuraev A.* Analysis of Belting Stiffness Transmission Impact on Rotating Mass Motion Law of Technological Machines // *Journal of Machinery Manufacturing and Automation (JMMA)China.* – 2016, Vol.1, ss.1, P.15...20.

10. Mamatova D.A., Djuraev A. The Basis of Theoretical Parameters in Belt Drive with Variable Transmission Ratio // India. Of IJARSET. – Vol. 5, Iss. 9, September 2018. P. 6770...6777.

11. Mamatova D.A., Djuraev A. Theoretical definition of the stiffness of the composite element of the composite driven pulley of the transmission // European Applied Sciences Europäische Fachhochschule. – №9, 2015. P.40...42.

12. Mamatova D.A., Djuraev A. The analysis of change belt tension in the slack side of belt transmission // European Science Review Austria. "East West" Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. – № 1-2, 2017. P.204...207.

REFERENCES

1. Gramblicka Stanislav, Kohar Robert, Stopka Marian. Dynamic analysis of mechanical conveyor drive system // Procediya Engineering. – 192, 2017. P.59...264.

2. M. Di Napoli, M Strahle, S. Ruzimov. Intelligent Belt Drive Systems in Hybrid // IFAC-Papers OnLine. – 2016. P. 47...53, 49...21.

3. Chuanqiong Sun, Aihua Ren, Guoxing Sun, Yongd Liu. The calculation of the Classical V-Belt life with different reliability // Procediya Engineering. – 15, 2011. P. 5290...5293.

4. Dzhuraev A.Zh., Mamatova D.A. Razrabotka konstruktivnykh skhem i metody rascheta remennykh peredach s peremennymi parametrami. – Tashkent: Nauka i tekhnologiya, 2019.

5. Patent R.Uz. № IAR 03341. Remennaya Peredacha / Mamatova D.A., Ergashov M., Salimov M.. byul. №4, 2007.

6. Patent R.Uz. № UZ FAR 00645. Remennaya peredacha / Mamatova D.A., Dzhuraev A.Zh. i dr., byul. № 8, 2011 g.

7. Patent R.Uz. № UZ FAR 00676. Remennaya peredacha / Mamatova D.A., Dzhuraev A.Zh. i dr., D.A. Mamatova, A.Zh.Dzhuraev i dr., byull № 12, 2011 g.

8. Mamatova D.A., Djuraev A. Analysis of Changes in Tension in Leading Branch Belt Drive // Journal of Textile Science & Engineering The USA 2017. OMICS Group ISSN/ – 2165-8064 Vol. 7, Iss. 1. P. 1...3.

9. Mamatova D.A., Djuraev A. Analysis of Belting Stiffness Transmission Impact on Rotating Mass Motion Law of Technological Machines // Journal of Machinery Manufacturing and Automation (JMMA) China. – 2016, Vol.1, ss.1, P.15...20.

10. Mamatova D.A., Djuraev A. The Basis of Theoretical Parameters in Belt Drive with Variable Transmission Ratio // India. Of IJARSET. – Vol. 5, Iss. 9, September 2018. P. 6770...6777.

11. Mamatova D.A., Djuraev A. Theoretical definition of the stiffness of the composite element of the composite driven pulley of the transmission // European Applied Sciences Europäische Fachhochschule. – №9, 2015. P.40...42.

12. Mamatova D.A., Djuraev A. The analysis of change belt tension in the slack side of belt transmission // European Science Review Austria. "East West" Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. – № 1-2, 2017. P.204...207.

Рекомендована отделом организации научной работы АТУ. Поступила 01.04.19.