ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕМЕННЫМИ ПЕРЕДАТОЧНЫМИ ОТНОШЕНИЯМИ

Д. А. Маматова
Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности (Ташкент)

Аннотация
В статье приведены конструктивные схемы и принцип работы разработанных режимных передачи с составными шкивами с упругими элементами. Рассмотрены теоретические исследованию по определению удлинения ветвей передачи, угловых колебаний составных шкивов влияния на деформацию ремня, а также на передаточное отложение передачи эксцентричного натяжного ролика.

Ключевые слова: ременная передача, составные шкивы, резиновая втулка, жесткость, диссипация, колебание, частота, амплитуда, крутящий момент, удлинение, передаточное отношение.

Введение

В ряде технологических машинах требуется неравномерное вращение рабочего органа с требуемой амплитудой и частотой. Вращение ведомого вала (рабочего органа) с переменной угловой скоростью в некоторых технологических процессах 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 передачи с переменными передаточными отношениями [1÷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.

Разработка эффективных схем ременных передач с переменными параметрами. Для обеспечения движения ведомого шкива с переменной угловой скоростью в требуемых его положениях (или времени) за счет управления движением натяжного ролика рекомендована дополнительная кинематическая связи между ведомым шкивом и натяжным роликом. Ведущий шкив 1 посредством ремня 3 сообщает вращение ведомому шкиву 2, приводя во вращение натяжной ролик 4 (рис.1). При этом за счет эксцентричности натяжного ролика 4 циклически изменяется натяжение ремня 3. Это

приводит к переменной угловой скорости ведомого шкива 2. В процесс работы между ремнем 3 и натяжным роликом 12 происходит скольжение. Это приводит к некоторому смещению закона изменения ведомого шкива 2. Это смешение в основном ликвидируется кинематической связью между шкивом 2 и натяжным роликом 4.

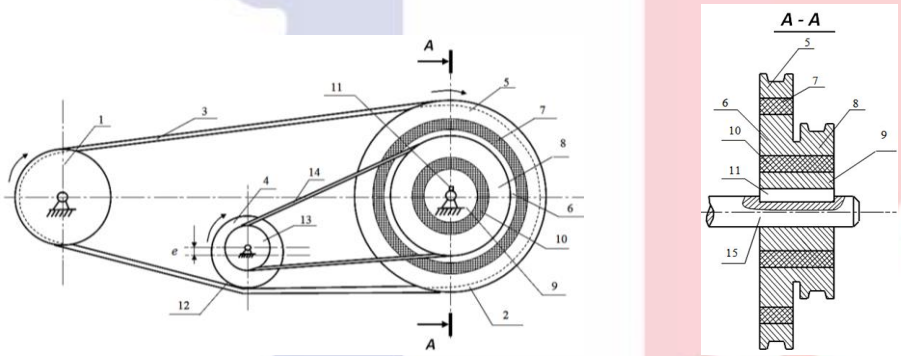


Рис.1. Ременная передача

При этом передаточные отношения основной и дополнительной ременных передач должны иметь следующую связь:

$$U_{2,4}=\frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_4}=\frac{\dot{\varphi}_5}{\dot{\varphi}_{13}};\quad U_{8,13}=\frac{\dot{\varphi}_8}{\dot{\varphi}_{13}};\quad \dot{\varphi}_5=\dot{\varphi}_8=\dot{\varphi}_2; \tag{1}$$

$$\dot{\varphi}_4=\dot{\varphi}_{13};\quad U_{2,4}=U_{8,13};$$

Для расширения кинематической возможности ременной передачи и получение заранее необходимых законов изменения угловой скорости ведомого шкива путем выполнения натяжного ремня в виде кулачка эксцентричным с необходимым профилем (рис.2). В рекомендуемых конструкция ременных передач натяжной ролик также может быть выполнен составным с резиновой втулкой [6,7,8].

Анализ взаимодействия натяжного ролика с ремнем при переменном его натяжении. Начальное натяжение ремня определяется из выражения:

$$S_0=\frac{\gamma_p\cdot b_p\cdot h_p}{g}\vartheta^2 \tag{8}$$

Рассмотрим расчетную схему, представленной на рис. 4. Согласно данной схемы определяем силу взаимодействия натяжного составного ролика с ремням:

$$Q_p=\frac{\omega_3^2 R_3^2\cdot\gamma_p\cdot в_p\cdot h_p}{g\cos\Delta_p}\cdot\left(\sin\alpha_3'+\sin\alpha_3''\right) \tag{9}$$

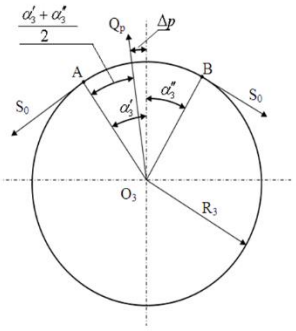


Рис. 4. Расчетная схема взаимодействия ремня с составным натяжным роликом

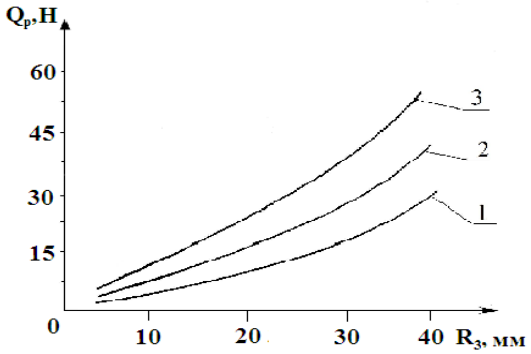
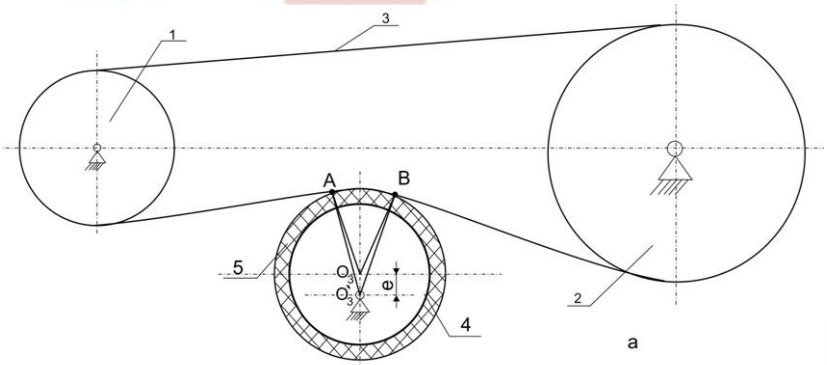


Рис.5. Закономерности изменения силы взаимодействия натяжного составного ролика с ремнем при вариации радиуса натяжного ролика

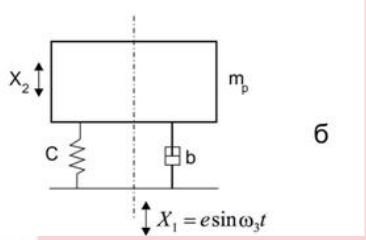
где, 1-при $\Delta_p = \pi/10$; 2-$\Delta_p = \pi/6$; 3-$\Delta_p = \pi/4$

где, α_3' ,α_3'' -составляющие угла обхвата ремнем упругой втулки составного натяжного ролика; Δ_p-угол между силой Q_p и вертикальной осью ремня. При взаимодействии ремня с упругой втулкой составного натяжного ролика происходит деформация упругой втулки в вертикальном направлении. Из графиков (рис. 5) видно, что увеличение радиуса натяжного ролика за счет возрастания площади контакта с ремнем по нелинейной законо-мерности увеличивается сила взаимодействия. Так при радиусе натяжного составного ролика 10 мм сила взаимодействия с ремнем доходит до 13,8 Н, а при увеличении радиуса натяжного составного ролика до 35 мм это сила возрастает до 53,7 Н. Увеличение силы Q_p обеспечивает необходимое изменение угловой скорости ведомого шкива. При этом для рассматриваемой ременной передачи рекомендуемыми параметрами являются: $(\alpha_3' + \alpha_3'')$=1,1÷1,3 рад, R_3=(25÷35)мм; C=(410÷530)·Н/мм.

Колебания ведомой ветви ремня при взаимодействии с составным натяжным роликом На рис. 6 а представлена схема ременной передачи с переменным передаточным отношением, включающая составной натяжной ролик с упругой втулкой и установленный эксцентрично относительно оси вращения.



а



б

Рис. 6: а - кинематическая схема ременной передачи с составным эксцентричным натяжными роликом; б - расчетная схема колебаний части ведомой ветви ремня передачи

Важными являются исследования колебаний ведомой ветви ремня 3, контактирующей с резиновой втулкой 5 натяжного ролика 4. На рис. 6 б представлена расчетная схема колебаний ведомой ветви ремня 3.

Наибольшая амплитуда колебания угловой скорости ведомого шкива зависит не только от значений перемещения e, но и от параметров упругой втулки. При этом максимальное значение колебаний массы m_p происходит при отсутствии диссипации b=0. В этом случае уравнение колебаний ведомой ветви ремня будет

$$m_p\ddot{x}_2 + \frac{\omega_3^2 R_3^2 Y_p b_p h_p}{\delta_p g \cos\Delta_p}(\sin\dot{\alpha_3} + \sin\alpha_3'')x_2 = \frac{e\omega_3^2 R_3^2 Y_p b_p h_p}{\delta_p g \cos\Delta_p}(\sin\dot{\alpha_3} + \sin\alpha_3'')\sin\omega_3 t \quad (10)$$

где ω_3, R_3–угловая скорость и радиус натяжного ролика; Y_p,b_p,h_p,–удельный вес, ширина и толщина ремня; g–ускорение свободного падения; α_3', α_3''–составляющие угла обхвата ремнем натяжного ролика (упругой втулки); Δ_p–угол между вертикальной осью и силой реакции натяжного ролика; e–эксцентриситет.

Определение колебаний ведомой ветви ремня передачи осуществляли при следующих значениях параметров: R_3=(2,0÷3,0)·10^{-2}м; ω_3=(210÷250)c^{-1}; $\dot{\alpha_3} + \alpha_3'' = (0{,}8 \div 2{,}0)$рад; $\delta_3 = (0{,}4 \div 2{,}0) \cdot 10^{-3}$м; $g_3 = 9{,}8\frac{m}{c^2}$; Δ_3=(0,1÷0,4)рад; l=(2,0÷45)10^{-3}м; m_p=(0,014÷0,03) кг; h_p=(3,5÷10)10^{-3}м; b_p=(40÷60)10^{-3}м. На основе численного решения выражения (14) получены закономерности поперечных колебаний ведомой ветви ремня. На рис. 7 приведены закономерности изменения перемещения, скорость и ускорения ремня при взаимодействии с упругой втулкой эксцентричного натяжного ролика при различных значениях эксцентриситета ролика. На рис. 8 приведены графические зависимости изменения амплитуды перемещения и скорости колебаний ролика в зависимости от значений эксцентриситета и коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика. Следует отметить, что характер колебаний ведомой ветви ремня передачи непосредственно влияет на закон углового перемещения ведомого шкива. Поэтому, исходя из требований технологии, выполняемой рабочим органом, получающим движение непосредственно от ведомого шкива, можно выбрать необходимые значения эксцентриситета и жесткости упругой втулки натяжного ролика из графиков, представленных на рис. 8.

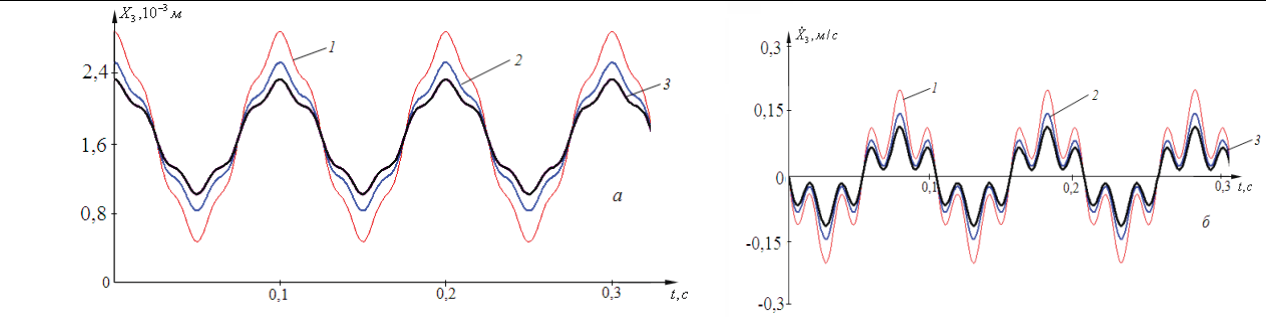


Рис.7–Закономерности колебаний ремня при взаимодействии с эксцентричным натяжным роликом передачи при вариации значений эксцентриситета:
а–перемещение; б–скорость; в–ускорение

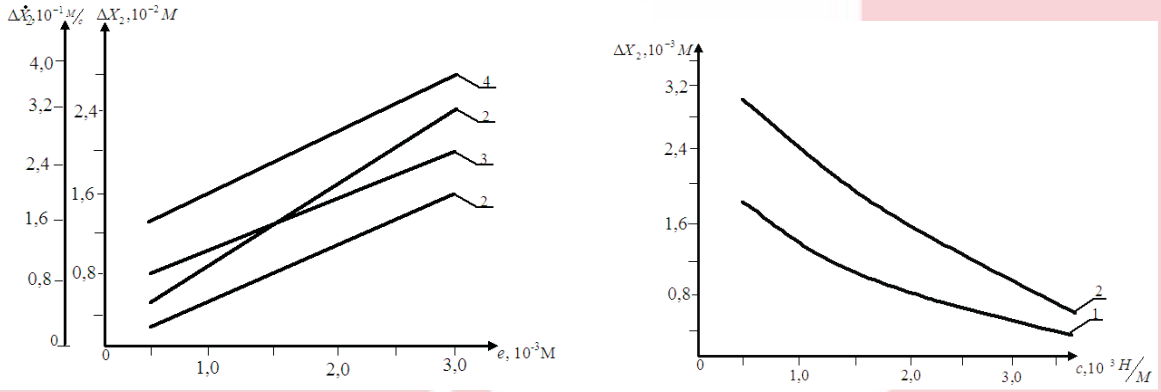
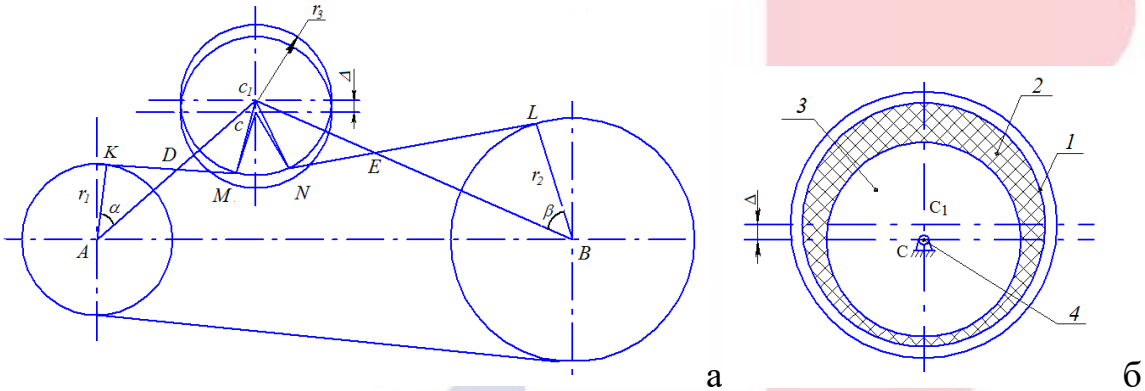


Рис. 8– Зависимости изменения ΔX_2 и при вариации перемещения e и коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика ременной передачи

Влияние смещения наружной втулки натяжного ролика на передаточное отношение ременной передачи. В рекомендуемой ременной передаче натяжной ролик выполнен составным, включающий упругую втулку из резины. Рассмотрим кинематику ременной передачи при определенном перемещении обода 1 натяжного ролика за счет деформации упругой втулки 2 на величину «Δ» (см. рис. 9 а). Тогда фактически ось вращения наружной втулки (обода) 1 перемещается вверх на величину «Δ» относительно оси 4 (см. рис. 9.б.). При постоянном натяжении ремня расстояние «Δ»

также остается постоянным в процессе работы ременной передачи. Но, изменение натяжения ремня приводит изменению положения оси C_1.



а б

Рис. 9. а–схема ременной передачи с составным натяжным роликом, б – натяжной ролик, при смещенном положении наружной втулки из-за деформации упругой втулки 2.

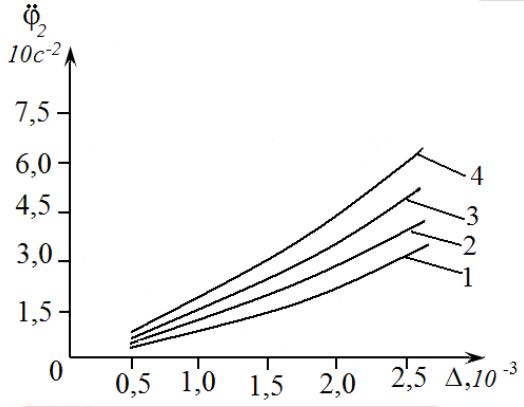
При перемещении оси обода натяжного ролика ременной передачи, полярные радиусы натяжного ролика, $r_{3,1}$ и $r_{3,2}$ будут изменяться за счет изменений положений натяжного ролика. Для рассматриваемой передачи было получено выражение для определения передаточного отношения:

$$U_{1,2} = \frac{r_3\cos(arctg\gamma_1)+\sqrt{r_3^2(\cos^2\gamma_1-1)+\Delta^2}}{r_3\cos(arctg\gamma_2)+\sqrt{r_3^2(\cos^2\gamma_2-1)+\Delta^2}}\cdot\frac{r_2}{r_1} \qquad (15)$$

где, r_1, r_2, r_3-радиусы ведущего и ведомого шкивов, натяжного ролика; $r_{3,1}$, $r_{3,2}$ - полярные радиусы натяжного ролика; γ_1-угол между радиусом r_3 и $r_{3,1}$; γ_2-угол между радиусами r_3 и $r_{3,2}$;

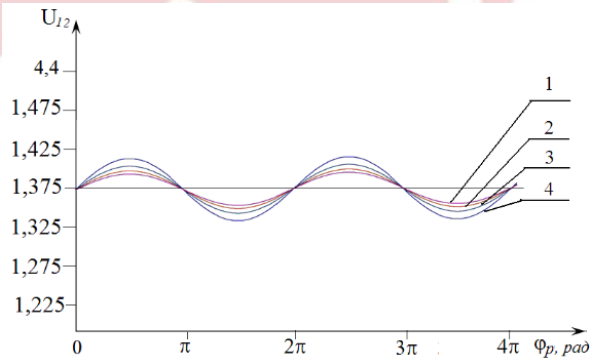
На основе решения задачи были получены закономерности изменения угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи. При этом за основные варьируемые параметры ременной передачи были радиус и перемещение его оси за счет деформации Δ упругого элемента натяжного ролика. Увеличение радиуса натяжного ролика приводит к возрастанию перемещения Δ, тем самым к увеличению $\Delta\dot{\varphi}_2$ по нелинейной закономерности (рис. 10). 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. С увеличением радиуса натяжного ролика от $3{,}0\cdot10^{-2}$ м до $4{,}5\cdot10^{-2}$м при Δ=1,5 мм амплитуда колебаний углового ускорения ведомого шкива ременной передачи увеличивается от $0{,}24\cdot10^{2}$ $с^{-2}$, а при Δ=2,5 мм, $A\varphi_2$ увеличивается от $0{,}36\cdot10^{2}$ $с^{-2}$ до $0{,}57\cdot10^{2}$ $с^{-2}$. Кроме того для уменьшения размаха колебаний углового ускорения

ведомого шкива ременной передачи целесообразным считается Δ≤1,5÷20 мм. Исходя из задач кинематического анализа рассматриваемой ременной передачи важными являются изучение закономерностей изменения передаточного отношения передачи. При этом закономерность изменения угловой скорости ведомого звена (шкива) соответствует закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи. Из полученных графиков (рис.11) видно, что изменения U_{12} и $\dot{\varphi}_2$ в основном зависят от диаметра и перемещения Δ натяжного ролика. Поэтому при решении задачи определения закономерностей изменения $\dot{\varphi}_2$, $\ddot{\varphi}_2$ и U_{12} были получены в функции изменения углового перемещения φ_p натяжного ролика ременной передачи. На рис. 11 приведены закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи при вариации значений перемещения Δ. Среднее значение передаточного отношения ременной передачи равен 1,375. При перемещении (деформации упругого элемента) натяжного ролика Δ=2,0 мм амплитуда колебаний передаточного отношения ременной передачи доходит до 0,045 [9]. Значительные изменение передаточного отношения может отрицательно влиять на долговечность предачи.



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

Рис. 10. Графические зависимости изменения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива от изменения величины перемещения натяжного ролика ременной передачи.



где, 1-при Δ=0,5 мм; 2-Δ=1,0 мм; 3-Δ=1,5 мм; 4-Δ=2,0 мм;

Рис. 11. Закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи с натяжным устройством.

Выводы. Разработаны новые конструктивные схемы ременных передач с переменным передаточным отношением. С учетом упругих элементов составных шкивов, натяжного

ролика теоретически определены закономерности движения шкивов, напряжений в ветвях передачи. Определен характер взаимодействия составного натяжного ролика с ремнем, выявлен характер вертикальных колебаний ведомой ветви ремня в зоне взаимодействия с упругими роликом. Выявлены закономерности изменения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива и передаточнего отношения передачи от вертикального перемещения составного натяжного ролика.

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.
9. Mamatova, D. A., & Djuraev, A. (2015). Theoretical definition of the stiffness of the composite element of the composite driven pulley of the transmission. European Applied Sciences Europaische Fachhochschule, (9), 40.

1.