

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ШКИВАМИ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

А. К. Нематов

Х.Т Нуруллаева

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 исследования по определению удлинения ветвей передачи, угловых колебаний составных шкивов влияния на деформацию ремня, а также на передаточное отложение передачи эксцентричного натяжного ролика. 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 а также производственные испытания очистительной машины, в приводе которого использована рекомендуемая ременная передача.

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

Введение

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Она состоит из двух или нескольких шкивов, охватываемых гибким ремнем, надетым на шкивы с натяжением. По виду ремней, ременные передачи-делятся на плоско-, клино- и круглоременные, поликлиновые и зубчатоременные. Принцип действия ременной передачи основан на использовании силы трения между шкивом и ремнем. При этом 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 передачи с переменными передаточными отношениями [5]. Ременные передачи с переменным передаточным отношением при меняются 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 эксцентрисности 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 смещение в основном ликвидируется кинематической связью между шкивом 2 и натяжным роликом 4. Рассмотрим этот процесс управления движением натяжного ролика 4. При скольжении ремня 3 относительно натяжного ролика 4, последний будет вращаться с опозданием на $\Delta\varphi_4$. Значит натяжение ремня 3 также будет отставать на значение $\pm\Delta S$, что приводит к отставанию угловой скорости обода 5 ведомого шкива 2. Изменение углового перемещения $\Delta\varphi_2$ передается через упругую втулку 7 на шкив 8 и далее через ремень 14 на шкив 13 и на натяжной ролик 4. В технологических машинах (Н: в очистительных и сортировочных машинах и др.) $\Delta\varphi_4$, ΔS , $\Delta\varphi_4$ принимаются не более 15% от номинальных значений S , φ_2 и φ_4 . При этом в необходимой степени согласуются принудительные движения натяжного ролика 4, с одной стороны от ремня 3, с другой стороны от ремня 14 и шкива 13. Упругие втулки 7 и 10 позволяют поглотить пиковые значения изменения угловой скорости шкива 2 и далее натяжного ролика 4.

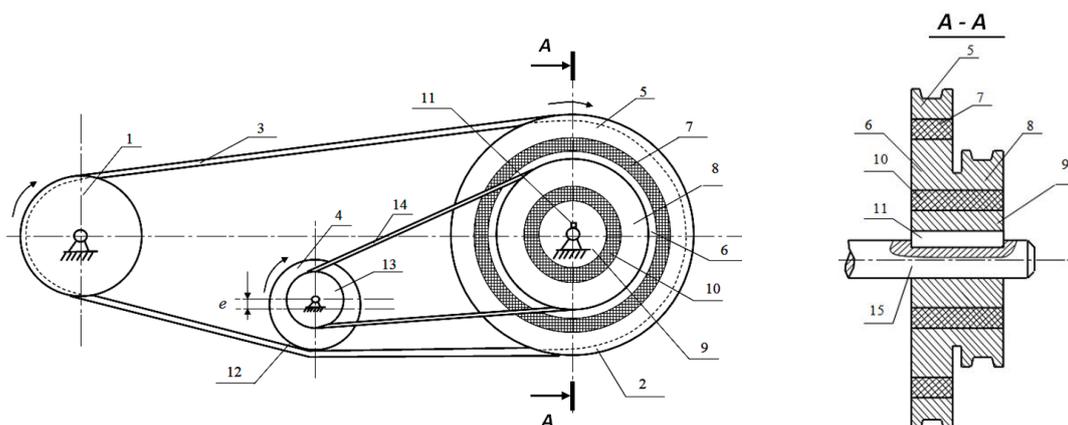


Рис.1. Ременная передача

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

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

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

Для расширения кинематической возможности ременной передачи и получение заранее необходимых законов изменения угловой скорости ведомого шкива путем выполнения

натяжного ремня в виде кулачка с необходимым профилем (рис.2). В рекомендуемых конструкция ременных передач натяжной ролик также может быть выполнен составным с резиновой втулкой [6,7,8].

Результаты теоретических исследований по обоснованию параметров ременной передачи.

Анализ изменений напряжений ремня при эксцентричном натяжном ролике. Согласно работы [9,10] изменения длины ветвей ременной передачи определяются из выражений:

$$\Delta l_1 = \Delta \sigma_1 \left[\frac{1}{E} + \frac{D_2}{2fE} (1 - e^{-f\varphi_0}) \right], \Delta l_2 = \Delta \sigma_2 \left[\frac{1}{E} + \frac{D_1}{2fE} (e^{-f\varphi_0} - 1) \right] \quad (2)$$

где, $\Delta \sigma_1, \Delta \sigma_2$ - изменения напряжений ремня в ветвях передачи, Па; E -модуль упругости ремня, Па; D_1, D_2 - диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; f -коэффициент трения ремня о поверхность шкивов; φ_0 -угол упругого проскальзывания.

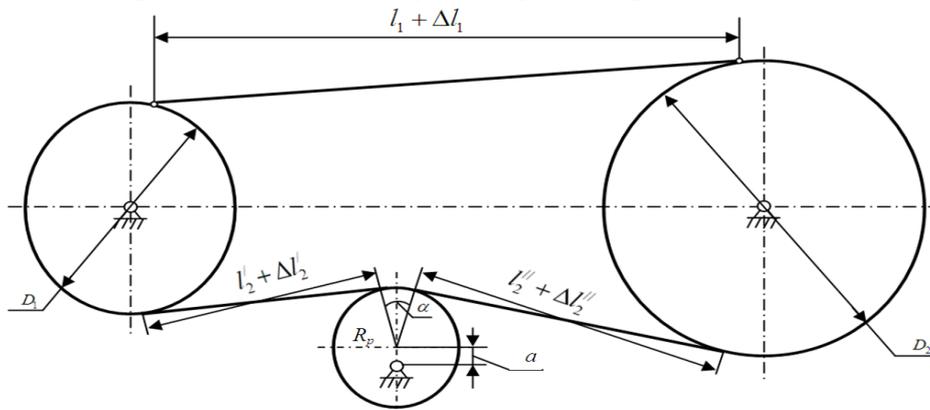


Рис. 2. Схема ременной передачи с эксцентричным натяжным роликом
Дифференциальные уравнения, описывающие движение шкивов ременной передачи имеют вид

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \frac{k_3 F D_1^2}{4} \varphi_1 - \frac{k_3 D_1 D_2 F}{4} \varphi_2 = M_g, J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \frac{k_3 D_1 D_2 F}{4} \varphi_1 + \frac{k_3 D_2^2 F}{4} \varphi_2 = M \sin \omega t \quad (3)$$

где, $k_3 = (k_1 + k_2) \frac{1}{k_1 k_2}$; $k_1 = \frac{1}{E} + \frac{D_2}{2fE} (1 - e^{-f\varphi_0})$; $k_2 = \frac{1}{E} + \frac{D_1}{2fE} (e^{f\varphi_0} - 1)$, $M_g = M_1 \sin jt$.

M_g - движущий момент на валу ведущего шкива, M_1, M_0 -амплитуды колебаний движущего и возмущающего моментов. Решение системы (3) дифференциальных уравнений ременной передачи ищем в виде:

$$\varphi_1 = \varphi_{10} \sin \omega t, \quad \varphi_2 = \varphi_{20} \sin \omega t \quad (4)$$

Подставляя (4) соответственно в уравнения (3), получим выражения для определения значений амплитуд вынужденных колебаний шкивов ременной передачи:

$$\varphi_{10} = \frac{A}{B} \left[\frac{B \left(\frac{M_1 \sin jt}{\sin \omega t} + J_1 \omega^2 \right) + A (J_1 \omega^2 + M_0)}{A^2 - B^2} \right] - \frac{J_2 \omega^2 + M_0}{B},$$

$$\varphi_{20} = \frac{B \left(\frac{M_1 \sin jt}{\sin \omega t} + J_1 \omega^2 \right) + A (J_1 \omega^2 + M_0)}{A^2 - B^2} \quad (5)$$

где, $A = K_3 \frac{D_1^2 F}{4}$; $B = K_3 \frac{D_1 D_2}{4} F$;

При этом изменения напряжений будут

$$\Delta \sigma_{10} = \frac{R_1 \varphi_{10} - R_2 \varphi_{20}}{k_1}, \quad \Delta \sigma_{20} = \frac{R_2 \varphi_{20} - R_1 \varphi_{10}}{k_2} \quad (6)$$

Тогда полные напряжения в ветвях ременной передачи получим

$$\sigma_1 = \sigma_{10} + \Delta \sigma_{10} \sin \omega t, \quad \sigma_2 = \sigma_{20} + \Delta \sigma_{20} \sin \omega t \quad (7)$$

Численное решение и анализ результатов изменения σ_1 и σ_2 осуществлены при следующих начальных значениях параметров ременной передачи с переменным передаточным отношением:

$R_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $R_2 = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $I_1 = 0,02 \text{ кг м}^2$; $I_2 = 0,033 \text{ кг м}^2$; $F = 2,5 \text{ см}^2$; $\sigma_0 = 2,2 \text{ МПа}$; $\omega = 0,75 \text{ рад/с}$; P_2 ; $\sigma_{10} = 4,0 \text{ МПа}$; $\sigma_{20} = 4,0 \text{ МПа}$; $M_0 = 25 \text{ Нм}$; $E = 120 \text{ МПа}$; $l = 0,185 \cdot 10^{-3} \text{ см}$; $M_1 = 8,5 \text{ Н м}$.

Исследования показали, что на характер колебания натяжения в ведомой ветви ремня фактически не влияет на значение предварительного натяжения σ_{20} .

На рис. 3 представлены зависимости изменения σ_1^{max} от увеличения σ_{20} при вариации M_0 .

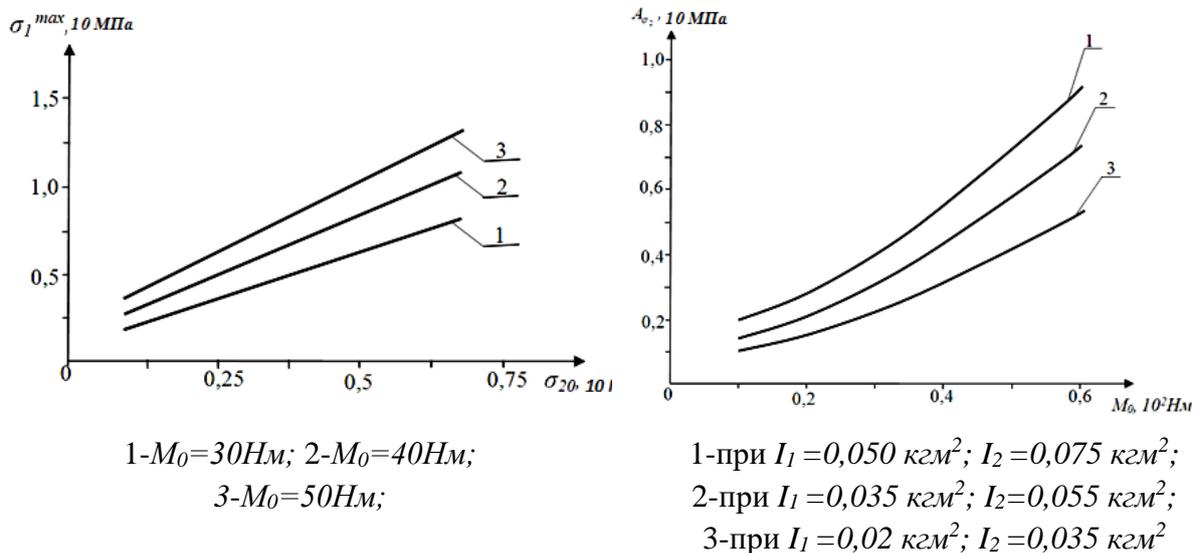


Рис. 3. Закономерности изменения максимального значения напряжения в ведомой ветви ременной передачи от изменения напряжения при предварительной натяжении ведомой ветви (а) и амплитуды колебаний напряжения в ведомой ветви передачи от вариации M_0 . Из графиков видно, что при возрастании σ_{20} напряжения увеличиваются по линейной закономерности. Так, при увеличении значения σ_{20} от 0,82 МПа до 7,5 МПа кг/см² максимальное значение напряжения σ_1^{max} в ведомой ветви ременной передачи увеличивается от 1,45 МПа до 5,8 МПа при $M_0=30 \text{ Нм}$. При $M_0=50\text{Нм}$, максимальное значение напряжения в ведомой ветви ременной передачи возрастает до 12,9 МПа. При

этом для уменьшения напряжения в ведомой ветви σ_1^{max} целесообразным считается уменьшение сопротивления на ведомом шкиве, а также предварительное натяжение ремня. Приемлемый пределами изменения параметров для ременной передачи с рассматриваемыми исходными значениями параметров являются $M_0 \leq (40 \dots 45) Нм$, $\sigma_{20} \leq (3,0 \dots 4,5) МПа$. Анализ закономерностей изменения σ_2 показывает, что с увеличением разницы частот движущего момента на валу ведущего шкива и частоты колебаний момента сопротивления на валу ведомого шкива ω приводит к фазовым сдвигам, что может привести к отрицательным результатам. Поэтому целесообразным считаются частоты изменения моментов близким друг к другу. Поэтому рекомендуются пределы изменения частот $\omega_1 = (30 \dots 40) c^{-1}$ и $j = (40 \dots 45) c^{-1}$. Кроме того, изменения амплитуды A_{σ_2} не влияют на характер колебаний напряжения в ведомой ветви ременной передачи [11,12,13].

Анализ взаимодействия натяжного ролика с ремнем при переменном его натяжении.

Начальное натяжение ремня определяется из выражения:

$$S_0 = \frac{\gamma_p \cdot b_p \cdot h_p}{g} g^2 \quad (8)$$

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

$$Q_p = \frac{\omega_3^2 R_3^2 \cdot \gamma_p \cdot e_p \cdot h_p}{g \cos \Delta_p} \cdot (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \quad (9)$$

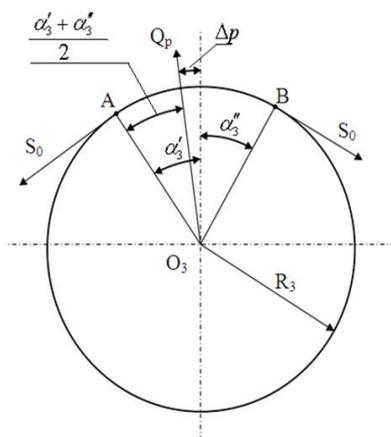


Рис. 4. Расчетная схема взаимодействия ремня с составным натяжным роликом

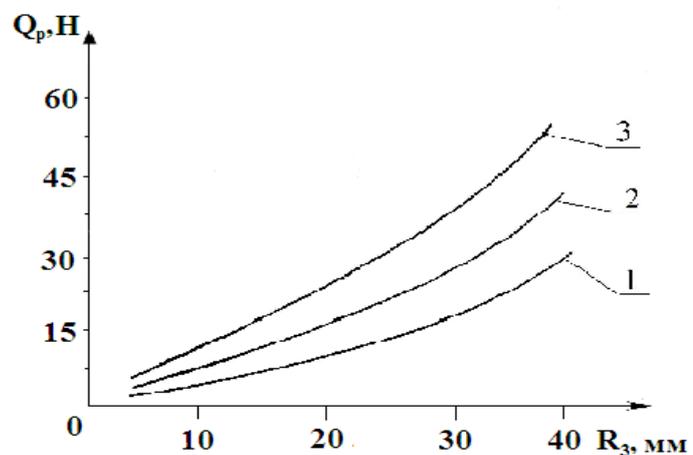


Рис.5. Закономерности изменения силы взаимодействия натяжного составного ролика с ремнем при вариации радиуса натяжного ролика

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: $(\alpha'_3 + \alpha''_3) = 1,1 \div 1,3 \text{ рад}$, $R_3 = (25 \div 35) \text{ мм}$; $C = (410 \div 530) \cdot \text{Н/мм}$.

Колебания ведомой ветви ремня при взаимодействии с составным натяжным роликом На рис. 6 представлена схема ременной передачи с переменным передаточным отношением, включающая составной натяжной ролик с упругой втулкой и установленный эксцентрично относительно оси вращения. Вращательное движение от ведущего шкива 1 передается ведомому шкиву 2 посредством ремня 3. При этом упругая втулка 5 натяжного ролика, контактируя с ремнем 3, осуществляет натяжение последнего. За счет эксцентричной установки ролика 4 на оси вращения происходит переменное натяжение ремня 3, зависящее от значения эксцентриситета l . При этом ведомый шкив совершает вращение с переменной угловой скоростью.

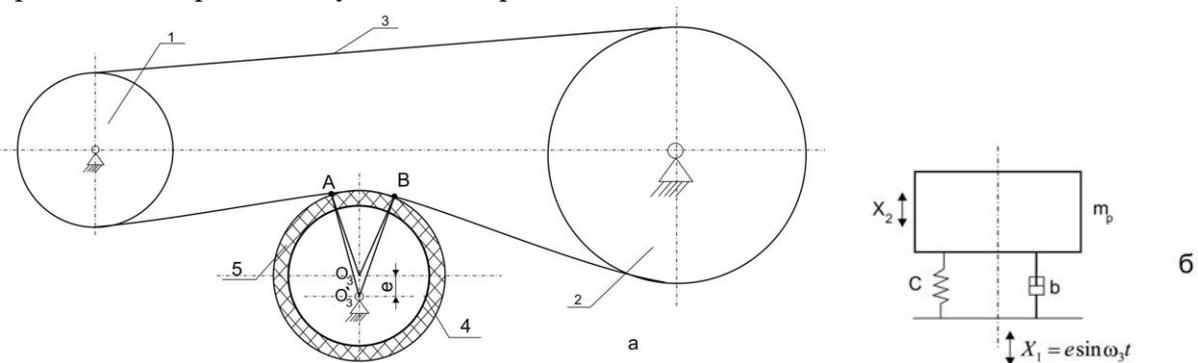


Рис. 6: а - кинематическая схема ременной передачи с составным эксцентричным натяжными роликом; б - расчетная схема колебаний части ведомой ветви ремня передачи

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. При этом ведомая ветвь ремня 3 получает возмущение от упругой втулки 5, которая характеризуется параметрами: C – жесткость резиновой втулки; b – коэффициент диссипации втулки.

На массу m_p действует сила

$$F_{em} = C(X_1 - X_2) + b(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \quad (10)$$

Учитывая, что перемещение массы зависит от перемещения e за счет деформации упругой втулки и угловой скорости натяжного ролика

$$m_p \ddot{X}_2 + b \dot{X}_1 + C \dot{X}_2 = e C \sin \omega_3 t + e \omega b \cos \omega_3 t \quad (11)$$

где e – эксцентриситет; ω_3 – угловая частота натяжного ролика.

Коэффициент жесткости упругой втулки натяжного ролика определяется из

$$C = \frac{\omega_3^2 R_3^2 \gamma_p b_p h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \quad (12)$$

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.

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

$$m_p \ddot{x}_2 + \frac{\omega_3^2 R_3^2 Y_p b_p h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) x_2 = \frac{e \omega_3^2 R_3^2 Y_p b_p h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \sin \omega_3 t \quad (13)$$

При этом собственная частота колебаний ведомой ветви (зоны обхвата) ремня определяется из выражения

$$P_0 = \omega_3 R_3 \sqrt{\frac{Y_p b_p h_p (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3)}{m_b \delta_p g \cos \Delta_p}}$$

Согласно [3], решение уравнения (13) получим в виде:

$$\ddot{x}_2 = \frac{A \sin \omega_3 t}{p_0^2 - \omega_3^2}; \quad A = \frac{e \omega_3^2 R_3^2 Y_p b_p h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \quad (14)$$

Определение колебаний ведомой ветви ремня передачи осуществляли при следующих значениях параметров:

$R_3 = (2,0 \div 3,0) \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $\omega_3 = (210 \div 250) \text{ с}^{-1}$; $\alpha'_3 + \alpha''_3 = (0,8 \div 2,0) \text{ рад}$; $\delta_3 = (0,4 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $g_3 = 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$; $\Delta_3 = (0,1 \div 0,4) \text{ рад}$; $l = (2,0 \div 45) 10^{-3} \text{ м}$; $m_p = (0,014 \div 0,03) \text{ кг}$;

$h_p = (3,5 \div 10) 10^{-3} \text{ м}$; $b_p = (40 \div 60) 10^{-3} \text{ м}$. 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.

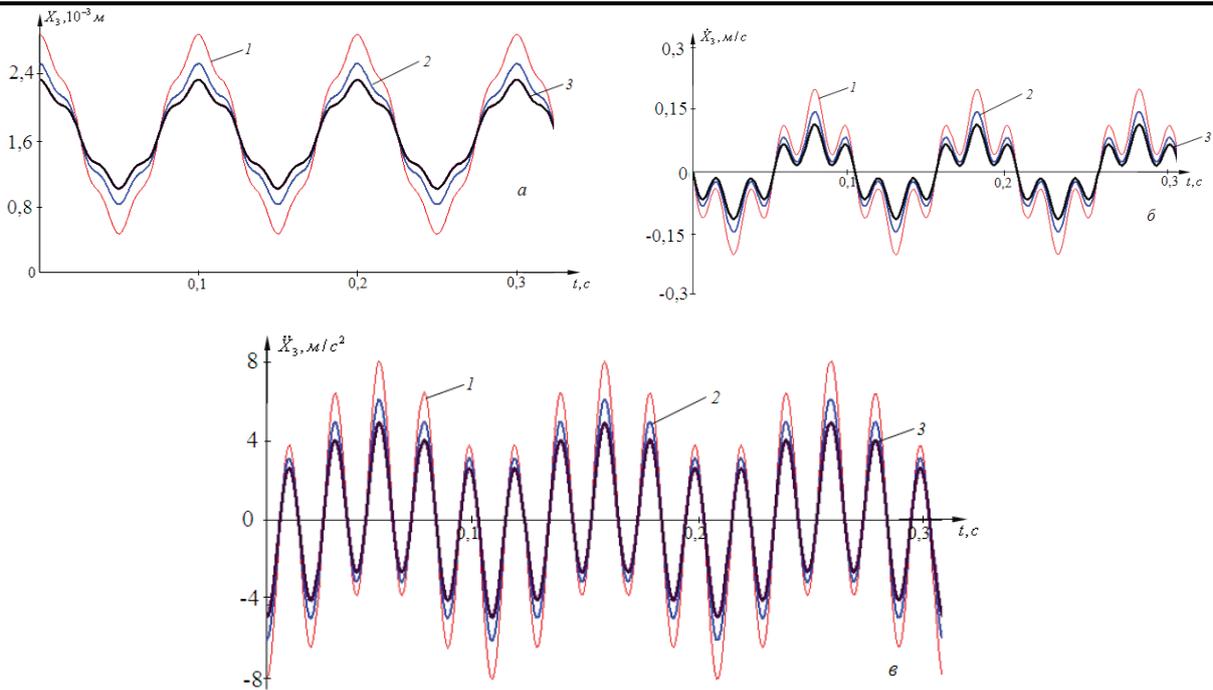


Рис.7–Закономерности колебаний ремня при взаимодействии с эксцентричным натяжным роликом передачи при вариации значений эксцентриситета: а–перемещение; б–скорость; в–ускорение

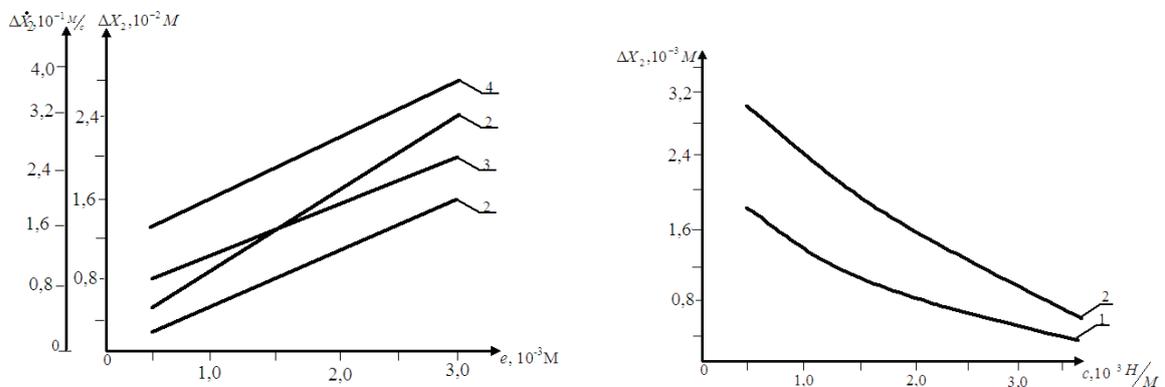


Рис. 8– Зависимости изменения ΔX_2 и при вариации перемещения e и коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика ременной передачи

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 .

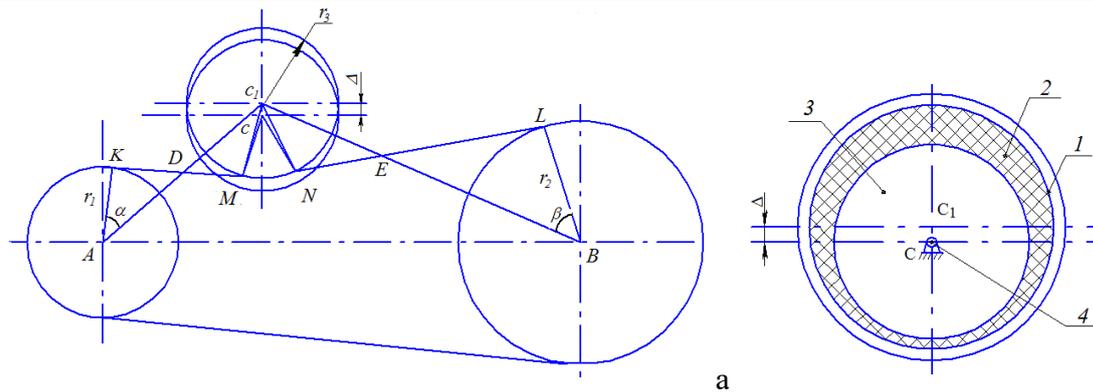


Рис. 9. а–схема ременной передачи с составным натяжным роликом, б – натяжной ролик, при смещенном положении наружной втулки из-за деформации упругой втулки 2.

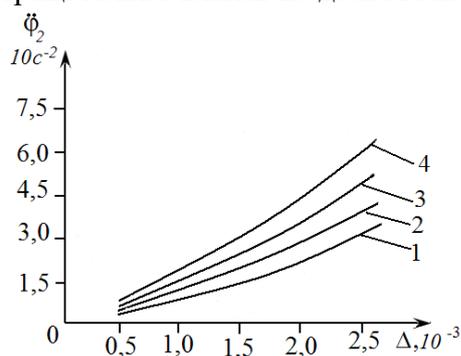
При перемещении оси обода натяжного ролика ременной передачи, полярные радиусы натяжного ролика, $r_{3,1}$ и $r_{3,2}$ будут изменяться за счет изменений положений натяжного ролика. Для рассматриваемой передачи было получено выражение для определения передаточного отношения [14]:

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

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 $r_{3,2}$;

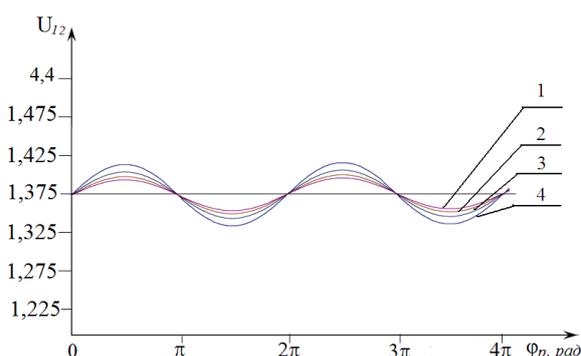
На основе решения задачи были получены закономерности изменения угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи. При этом за основные варьируемые параметры ременной передачи были радиус и перемещение его оси за счет деформации Δ упругого элемента 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 $3,0 \cdot 10^{-2}$ м до $4,5 \cdot 10^{-2}$ м при $\Delta = 1,5$ мм амплитуда колебаний углового ускорения ведомого шкива ременной передачи увеличивается от $0,24 \cdot 10^2$ c^{-2} , а при $\Delta = 2,5$ мм, $A\dot{\varphi}_2$ увеличивается от $0,36 \cdot 10^2$ c^{-2} до $0,57 \cdot 10^2$ c^{-2} . Кроме того для уменьшения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива ременной передачи целесообразным считается $\Delta \leq 1,5 \div 20$ 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 $\Delta=2,0$ мм амплитуда колебаний передаточного отношения ременной передачи доходит до 0,045 [9]. Значительные изменения передаточного отношения может отрицательно влиять на долговечность передачи .



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



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

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

Влияние жесткости ремней передачи на законы движения вращающихся масс привода технологических машин. В ряде технологических машинах работающих при больших скоростных режимах, в частности в швейных машинах амортизация колебаний нагрузок ремнем передачи является недостаточным. Рекомендуется ременная передача с составным ведомым шкивом с упругим элементом (рис. 12). 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. Использование данной передачи рассмотрим для примера в приводе швейной машины. Вал ведомого шкива 2 связан с главным валом швейной машины (на рис. не показан). При выполнении технологического процесса на главном валу швейной машины изменяется

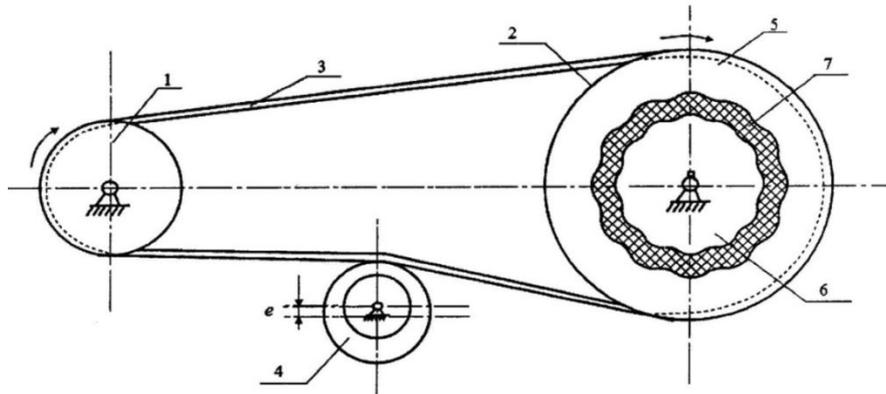


Рис.12. Ременная передача с составным ведомым шкивом и упругим натяжным роликом нагрузка на вал ведомого шкива 2. Эти изменения момента сопротивления передаются на обод 5 через кольцевую упругую втулку 7 и далее на ведущий шкив 1 и на электропривод. При этом пиковые значения момента сопротивления (нагрузки) 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. При составлении динамической и математической моделей движения машинного агрегата швейной машины приведенные моменты инерции главного и нижнего вала принимали постоянными, хотя они могут меняться в незначительных значениях за счет звеньев шарнирно-рычажных механизмов швейной машины. В ременной передаче от электродвигателя к главному валу использован натяжной ролик с упругим элементом, который позволяет в некоторый степени сглаживать колебания моментов и скоростей на валу ротора двигателя. При этом за счет деформации упругого элемента натяжного ролика ременной передачи и переменных нагрузках изменяется передаточное отношение передачи [11,12]. Передаточное отношение между массами привода швейной машины будут:

$$U_{1,2} = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2}; U_{2,3} = \frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_3} = 1,0; U_{3,4} = \frac{\dot{\varphi}_3}{\dot{\varphi}_4} = 1,0; U_{4,5} = \frac{\dot{\varphi}_4}{\dot{\varphi}_5} = 1,0 \quad (16)$$

Из представленных в (16) видно, что только $U_{1,2}$ является переменной величиной, остальные передаточные отношения изменяются в незначительной степени и их средние значения равны единице. В математической модели машинного агрегата электродвигатель учитывали в виде динамической механической характеристики (рис.13).

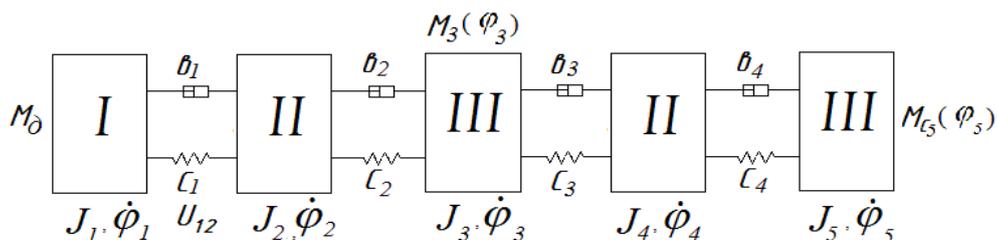


Рис. 13. Динамическая модель машинного агрегата швейной машины

где, I–масса ротора электродвигателя 1 с ведущим шкивом 2, II–масса обода, шкива 4, III–масса ступицы шкива 4 с главным валом 6 с массами звеньев механизма иглы и нитепритягивателя и ведущим шкивом 7, IV–масса обода ведомого шкива 8, V–масса ступицы шкива 8 с нижним валом и звеньев соответствующих механизмов швейной машины.

Получены уравнения движения машинного агрегата швейной машины:

$$\frac{dM_{\partial}}{dt} = \frac{2M_k \omega_c}{\omega_0} \left(\omega_0 - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) - \omega_c S_k M_{\partial},$$

$$(J_{1p} + J_{1u}) \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{\partial} - C_1 \left[\varphi_1 - \left(\frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \right) \varphi_2 \right] \cdot$$

$$\cdot \left\{ \left[1 - \varphi_2 \frac{r_2 \left[2r_3 \sin(\arctg \gamma_1) \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2} - r_3^2 \cos^2 \gamma_1 \right]}{2r_1 \left[r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2} \right]} \right. \right.$$

$$\cdot \left. \frac{\left(\Delta r_1 \cos^2 \varphi_1 r_1 / r_3 + r_1 r_3 \cos 2 \varphi_1 r_1 / r_3 \right)}{\sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2} \cdot \left(\Delta^2 + 2 \Delta r_3 \cos \varphi_1 r_1 / r_3 + r_3^2 \right)} \right\} -$$

$$- \vartheta \left[\frac{d\varphi_1}{dt} - \left(\frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \right) \frac{d\varphi_2}{dt} \right],$$

$$J_{2,0} \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = C_1 \left[\varphi_1 - \left(\frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \right) \varphi_2 \right] \cdot$$

$$\cdot \left\{ \left[\frac{r_2 \left[r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2} \right]}{r_1 \left[r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2} \right]^2} \right. \right.$$

$$\left. \frac{\left\{ r_3 \sin(\arctg \gamma_2) \left(\Delta r_2 \cos \varphi_2 r_2 / r_3 + r_2 r_3 \cos 2 \varphi_2 r_2 / r_3 \right) \right\}}{\Delta^2 + 2 \Delta r_3 \cos \varphi_2 r_2 / r_3 + r_3^2} \right\} -$$

$$\begin{aligned}
 & \left. - \frac{r_3 \sin 2\gamma_2 \left(\Delta r_2 \cos \frac{\varphi_2 r_2}{r_3} - r_2 r_3 \cos 2 \frac{\varphi_2 r_2}{r_3} \right)}{2 \left(\Delta + r_3 \cos \frac{\varphi_2 r_2}{r_3} \right) \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \right\} \cdot \varphi_2 + \\
 & + \varepsilon_1 \left[\frac{d\varphi_1}{dt} - \left(\frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \right) \frac{d\varphi_2}{dt} \right] \cdot \\
 & \cdot \left(\frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \right) - C_2 (\varphi_2 - U_{2,3} \varphi_3) - \varepsilon_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - U_{2,3} \frac{d\varphi_3}{dt} \right), \\
 & (J_{3k} + J_{3e} + J_{3U} + J_{3H} + J_{3u}) \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = U_{2,3} C_2 (\varphi_2 - U_{2,3} \varphi_3) + U_{2,3} \varepsilon_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - U_{2,3} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - \\
 & - C_3 (\varphi_3 - U_{3,4} \varphi_4) - \varepsilon_3 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - U_{3,4} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - M_{3c}, \\
 & J_{4,0} \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = U_{3,4} C_3 (\varphi_3 - U_{3,4} \varphi_4) + U_{3,4} \varepsilon_3 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - U_{3,4} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - C_4 (\varphi_4 - U_{4,5} \varphi_5) - \varepsilon_4 \left(\frac{d\varphi_4}{dt} - U_{4,5} \frac{d\varphi_5}{dt} \right) \\
 & , \\
 & (J_{5c} + J_{5e} + J_{5n} + J_{5r} + J_{5m}) \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} = U_{4,5} C_4 (\varphi_4 - U_{4,5} \varphi_5) + U_{4,5} \varepsilon_4 \left(\frac{d\varphi_4}{dt} - U_{4,5} \frac{d\varphi_5}{dt} \right) - M_{c5} \quad (17)
 \end{aligned}$$

Решение задачи осуществляли при следующих значениях параметров машинного агрегата:

$$\begin{aligned}
 & N = 0,37 \text{ кВт}, \quad n = 2880 \text{ мин}^{-1}; \quad n_2 = 3960 \text{ мин}^{-1}; \quad f = 50 \text{ Гц}; \quad \omega_c = 314 \text{ с}^{-1}; \quad U_B = 220/380; \\
 & M_H = 1,23 \text{ Нм}; \quad M_k = 2,95 \text{ Нм}; \quad S_k = 0,311; \quad J_{1p} = 0,246 \cdot 10^{-5} \text{ кгм}^2; \quad J_{1u} = 0,772 \cdot 10^{-5} \text{ кгм}^2; \\
 & J_1 = 0,11 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_2 = 0,103 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \quad J_{3c} = 0,41 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_{3e} = 0,109 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \\
 & J_{3u} = 0,671 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_{3H} = 0,31 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_{3u} = 0,39 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_3 = 0,287 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \\
 & J_4 = 0,38 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_{5c} = 0,42 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_{5e} = 0,146 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \quad J_{5r} = 0,122 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \\
 & J_{5n} = 0,114 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \quad J_{5m} = 0,621 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2; \quad J_5 = 0,4861 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \quad C_1 = 260 \text{ Нм/рад}; \\
 & C_2 = 180 \text{ Нм/рад}; \quad C_3 = 220 \text{ Нм/рад}; \quad C_4 = 160 \text{ Нм/рад}; \quad \varepsilon_1 = 5,4 \text{ Нмс/рад}; \quad \varepsilon_2 = 6,1 \text{ Нмс/рад}; \quad \varepsilon_3 = 5,2 \\
 & \text{Нмс/рад}; \quad \varepsilon_4 = 6,0 \text{ Нмс/рад}; \quad U_{1,2} = 1,375; \quad U_{2,3} = 1,0; \quad U_{3,4} = 1,0; \quad U_{4,5} = 1,0; \\
 & M_{3c} = 0,175 \sin \omega_3 t + (0,018 \dots 0,022) \text{ Нм}; \quad M_{5c} = 0,14 \sin \omega_5 t + (0,011 \dots 0,013) \text{ Нм};
 \end{aligned}$$

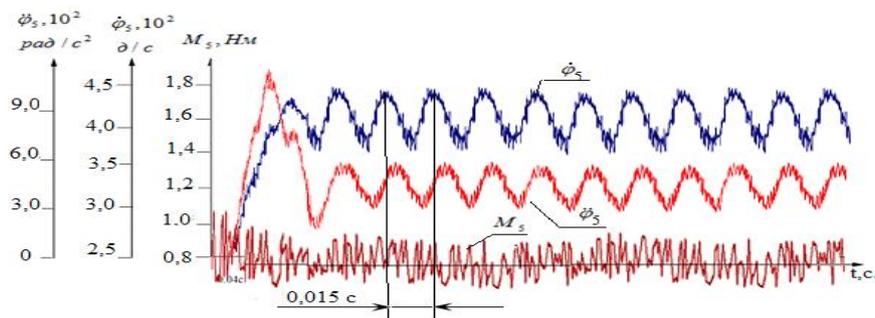
Решение произвели с учетом следующих начальных условий при $t=0$;

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = \varphi_5 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_5 = 0; \quad M_n = 1,2 \text{ Нм}, \quad M_{3c} = M_{c5} = 0.$$

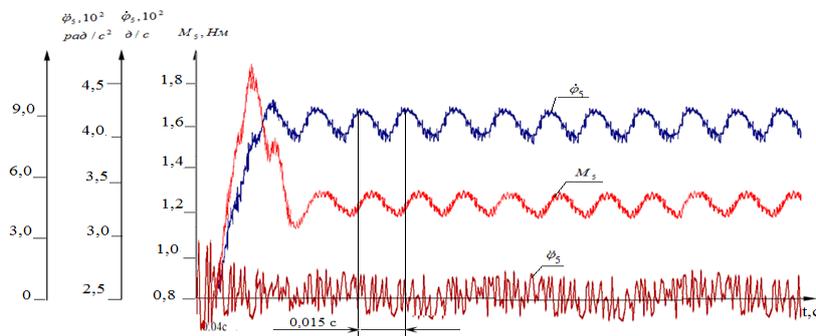
Нас в основном интересовали исследования при изменении жесткости упругих втулок (резины) ведомых шкивов ременных передач швейной машины. Увеличение жесткостей упругих втулок ведомых шкивов позволяют некоторому снижению амплитуды колебаний угловых скоростей и нагрузок на валах привода (рис.14). Значительное уменьшение жесткостей упругих втулок шкивов приводит к увеличению амплитуды колебаний

угловых скоростей и нагрузок на валах. На рис. 15. представлены графические закономерности изменения угловой скорости ускорения и крутящего момента на нижнем валу швейной машины при вариации коэффициента жесткости упругой втулки ведомого шкива зубчатой ременной передачи привода. Уменьшение коэффициента жесткости упругой втулки ведомого шкива передачи приводит к увеличению амплитуды колебаний угловых скоростей, ускорений и крутящих моментов на валах швейной машины (см. рис. 14.)

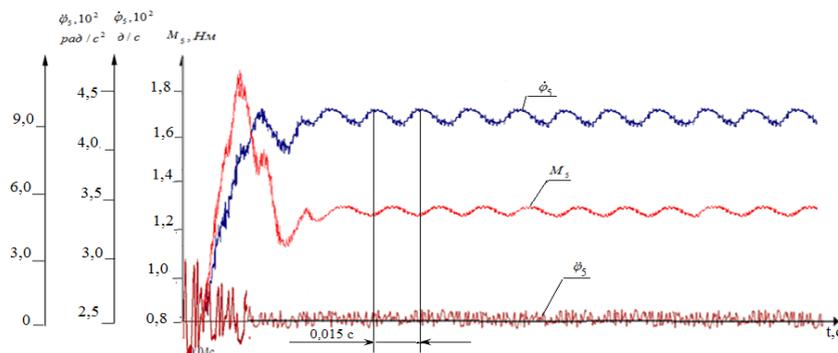
Это объясняется тем, что при изменении жесткости упругой втулки ведомого шкива зубчатой ременной передачи увеличивается круговая деформация втулки, а при увеличении жесткости эта деформация снижается и нижний вал с ведомым шкивом как-бы становится единым, что приводит к уменьшению амплитуды колебаний $\dot{\varphi}_5$, $\ddot{\varphi}_5$ и M_5



а



б

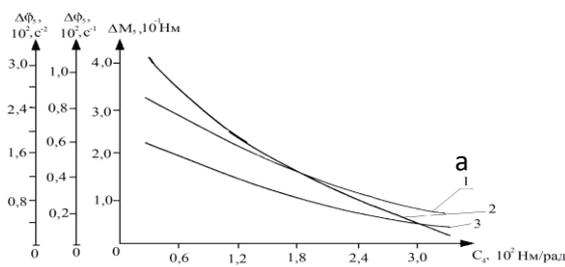


в

Рис. 14. Закономерности изменения угловой скорости, углового ускорения и крутящего момента при вариации коэффициента жесткости упругой втулки составного ведомого шкива зубчатой ременной передачи швейной машины где, а- $C_4=85$ Нм/рад; б- $C_4=180$ Нм/рад; в- $C_4=320$ Нм/рад.

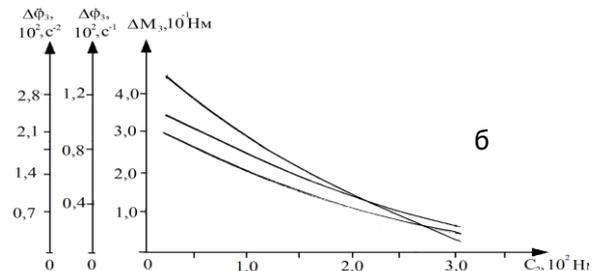
Соответственно увеличение жесткости упругой втулки ведомого шкива ускоряющей ременной передачи приводит также к снижению размаха колебаний скорости, ускорения и момента на главном валу швейной машины.

На рис. 16. а, б приведены зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости, ускорения и крутящих моментов на нижнем и главном валах при увеличении жесткости упругих втулок шкивов. Из них видно, что увеличение C_4 от 50 Нм/рад до 310 Нм/рад размах угловой скорости нижнего вала уменьшается от 84 с^{-1} до 25 с^{-1} , размах углового ускорения от 305 с^{-2} до 31 с^{-2} , а размах крутящего момента на нижнем валу снижается от 0,22 Нм до 0,045 Нм. Следует отметить, что размах $\Delta\dot{\phi}_3$, $\Delta\ddot{\phi}_3$ и ΔM_3 при увеличении C_2 имеет также нелинейный характер, но различаются по значениям, хотя средняя угловая скорость нижнего и главного вала одинаковы. Так, при увеличении C_2 от 50 Нм/рад до 705 Нм/рад размах угловой скорости снижается от 115 с^{-1} до 28 с^{-1} , размах углового ускорения от 310 с^{-2} до 34 с^{-2} , а ΔM уменьшается от 0,276 Нм до 0,051 Нм. Это объясняется тем, что главный вал совершает сложные движения и фактически все действующие технологические нагрузки, включая сопротивления при перемещении и подачи нижней нити. Для обеспечения размаха колебаний меньше чем $\Delta\dot{\phi}_3 = 60-70 \text{ с}^{-1}$ и $\Delta\ddot{\phi}_3 = 55-65 \text{ с}^{-2}$ рекомендуемыми значениями жесткостей упругих втулок ведомых шкивов ременных передач швейной машины считаются $C_2 = 195-215 \text{ Нм/рад}$, $C_4 = 190-205 \text{ Нм/рад}$. Дальнейшее увеличение коэффициентов жесткости C_2 и C_4 приводит к увеличению средних значений Закономерности изменения средних значений моментов на главном и нижнем валах швейной машины от изменения коэффициентов крутильных жесткостей упругих втулок ременных передач (в) нагрузок, что нежелательно. При этом среднее значение M_5 увеличивается на 0,07-0,08 Нм, а M_3 возрастает на 0,09-0,05 Нм (см.графики 1 и 2 на рис. 16 в)



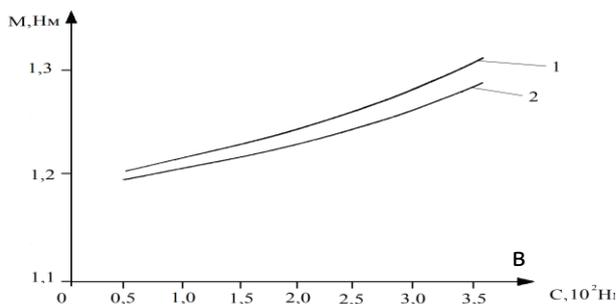
где, 1- $\Delta\dot{\phi}_3 = f(C_4)$; 2- $\Delta\ddot{\phi}_3 = f(C_4)$; 3-

$$\Delta M = f(C_4)$$



где, 1- $\Delta\dot{\phi}_3 = f(C_2)$;

$$2- \Delta\ddot{\phi}_3 = f(C_2); 3- \Delta M = f(C_2)$$



где, 1- $M_3 = f(C_2)$; 2- $M_5 = f(C_4)$;

$$3- \Delta M = f(C_2)$$

Рис. 16. Графические зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости, ускорения и момента на нижнем (а) и главном (б) валах от изменения коэффициентов жесткости упругих втулок в ведомых шкивах ременных передач швейной машины

Исследования при изменении параметров ременных передач (v_1 , v_3 , c_1 , c_3) показали, что с увеличением v_1 и v_3 значительно увеличивается время переходного процесса системы, а также до 10-15% возрастает нагрузка на валах привода швейной машины. Это объясняется тем, что система работает (вращение валов) с переменным режимом, колебаниями угловых скоростей, при котором особенным является поглощение энергии в упругих элементах системы.

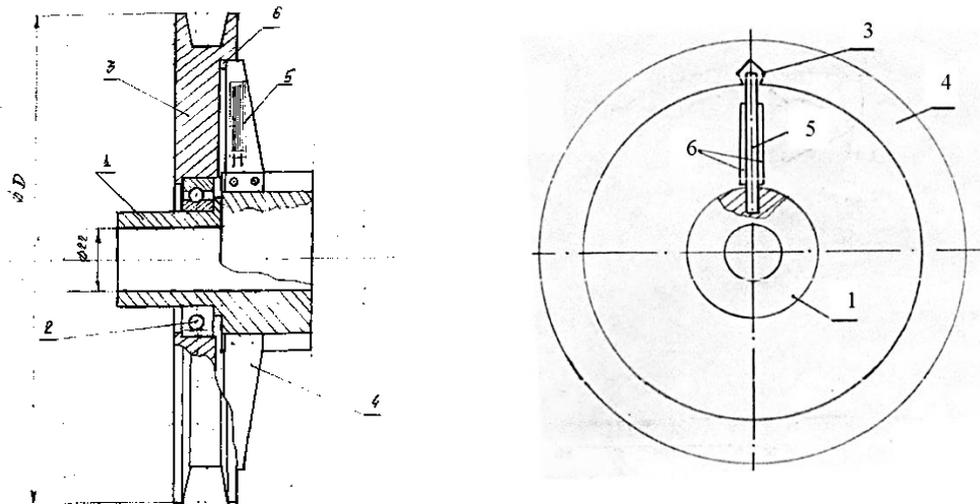
Кроме того, нежелательным считается значительное увеличение C_1 и C_3 , при высоких скоростях вращения главного и нижнего валов швейной машины, что может привести к быстрому выходу из строя ремней передачи (увеличенный цикл деформации ремней). Но, уменьшение круговых жесткостей ремней передач до 230-240 Нм/рад приводит к увеличению скольжения ремней по шкивам передачи. Поэтому рекомендуемыми значениями параметров ременных передач швейной машины являются $C_1=280-310$ Нм/рад, $C_3=240-260$ Нм/рад, $v_1=7,2-7,8$ Нмс/рад; $v_3=6,5-7,1$ Нмс/рад.

Результаты экспериментальных исследований ременной передачи с переменным передаточным отношением. 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 установок примененных для проведения исследований. Экспериментальная установка позволила проведения 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 под углом. Но, в нашем случае валы имеют консольную часть и при таком способе возникла необходимость разработки прибора позволяющие производить замеры без погрешности. Конструктивная схема такого прибора, приведена на рис 17. 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 на 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

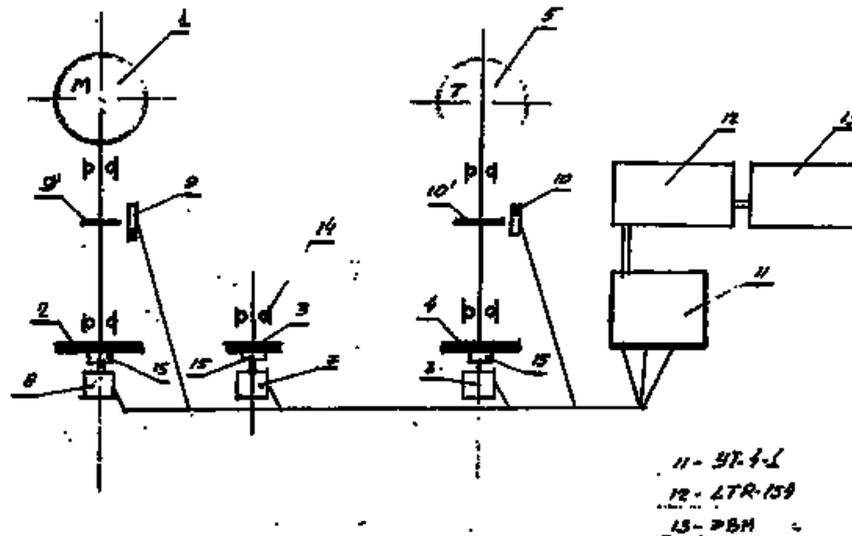


1-ступица для установки на вал; 2 –подшипник качения; 3-шкив; 4-поводок с наклеенными на нее тензодатчиками; 5-тензодатчики; 6- паз для установки балочки.

Рис.17. Схема моментомера

поводком 4 для шкива 3 один конец которой закреплен на ступице 1 а другой коней входит в паз 6, вы фрезерованной на ободке шкива 4. От воздействия балочка 6 изгибается по мере увеличения крутящего момента передаваемой данной передачей приводить к изменению параметров тензодатчиков 5 наклеенных на поверхности поводка 4. После проведения соответствующих тарировок вычисляется 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. 18.



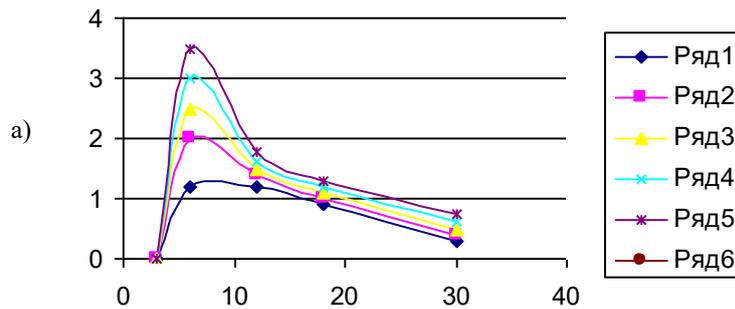
1-электродвигатель, 2- приводной ведущий шкив, 3- натяжной ролик, 4- ведомый шкив, 6-7-8- токосемники,9-10 датчики Холла с крилчатками, 11 тензометрический усилитель УТ-4-1,12- цифровой преобразователь LTR-154, 13- компьютер.

Рис. 18. Измерительная блок-схема установки

По результатам экспериментов были получены осциллограммы характеризующие угловую скорость вала ведущего шкива, крутящих моментов на валах ведущего и

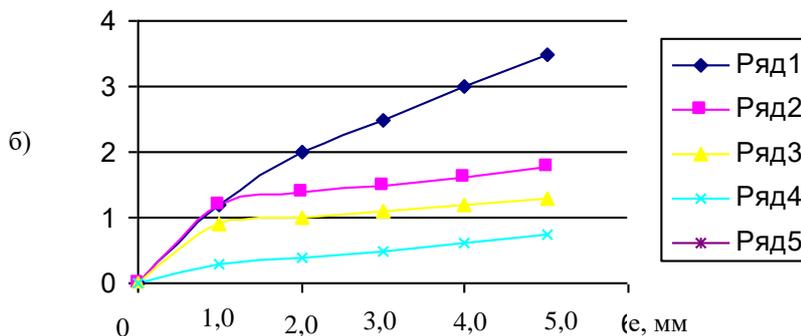
ведомого шкивов и нагруженности оси натяжного ролика передачи. Анализ полученных осциллограмм показывает, что с увеличением эксцентриситета натяжного ролика возрастают амплитуды колебаний нагруженности оси натяжного ролика и крутящих моментов на валах шкивов, а также угловой скорости ведущего шкива.

Для рекомендуемой ременной передачи важным является получение закона движения ведомого шкива с требуемым изменением угловой скорости, позволяющий эффективное выполнение технологического процесса рабочими органами связанные с валом ведомого шкива. На рис.19 представлены полученные графики на основе обработки осциллограмм.

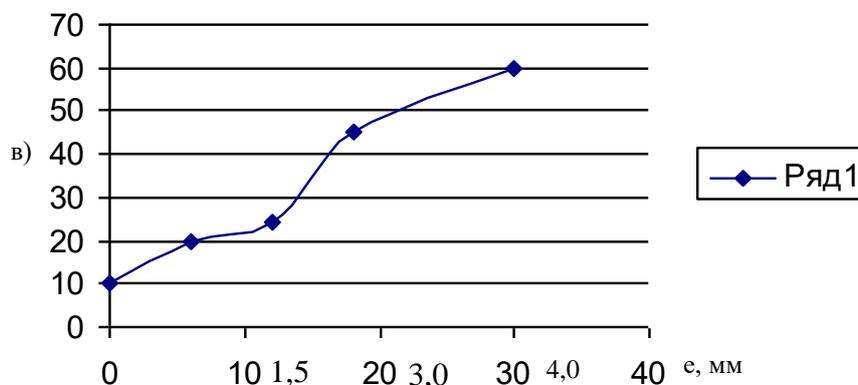


Графики зависимости ΔM от передаваемой нагрузки при разных значениях эксцентриситета натяжного ролика.

1-E=1мм, 2-E=2мм, 3-E=3мм, 4-E=4мм, 5-E=5мм.



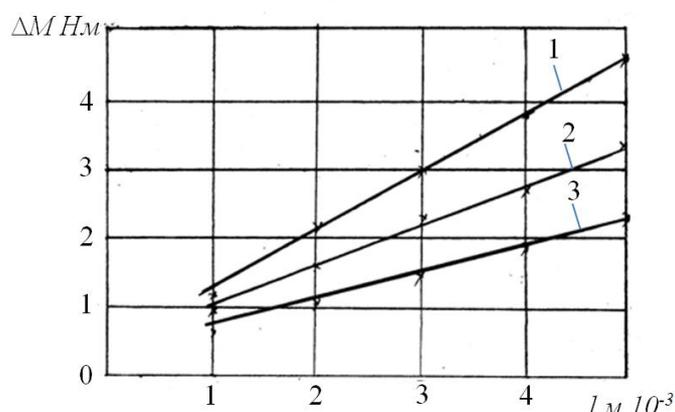
Графики зависимости изменения размаха колебаний крутящего момента на валу ведомого шкива от изменения эксцентриситета натяжного ролика



Зависимости изменения нагрузки на ось натяжного от изменения значений эксцентриситета.

Рис. 19.

Анализ графиков на рис. 19 а показывает, что увеличение эксцентриситета от 1,0 мм до 5,0 мм приводит к колебаниям крутящего момента на валу ведомого шкива, размах ΔM которых доходит 1,2 Нм при технологическом сопротивлении 12 Нм, а при нагрузке $M_c=30$ Нм, ΔM доходит до 3,5 Нм. При этом нагрузка на ось натяжного ролика увеличивается до 60 Н при эксцентриситете ролика 4,5 мм (рис. 19 б). Учитывая условия работы хлопкоочистительной машины, в приводе которой установлена рекомендуемая ременная передача с натяжной ролик с эксцентриситетом (3,00÷3,5) мм. При использовании натяжного ролика с резиновой втулкой важным является влияние ее податливости. На рис. 20 представлены полученные графические зависимости полученные экспериментами. С увеличением эксцентриситета размах колебаний крутящего момента на валу ведомого шкива возрастает до 3,45 Нм при эксцентриситете натяжного ролика 5,0 мм и при податливости 200 Нм резиновой втулок. При уменьшении податливости резиновой втулки натяжного ролика ΔM возрастает до 4,65 Нм.



1-при $C=100$ Нм; 2-при $C=200$ Нм; 3-при $C=300$ Нм.

Рис. 20. Зависимости изменения крутящего момента на ведомом валу от эксцентриситета натяжного ролика при различных значениях податливости резины.

Результаты полнофакторных экспериментов. Эксперименты приведены в хлопкоочистительном агрегате, в приводе которого были использована рекомендуемая ременная передача. В таблице 1 представлены интервалы изменения входных факторов. За выходной параметр был выбран очистительный эффект хлопка-сырца.

Таблица 1 Границы факторов и интервалы их изменения

Название факторов	Кодирование знаков	Настоящие значение 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 натяжного ролика с упругим элементом, мм.	X_2	0,36	1	3	5	6,4	2
Коэффициент упругости эластичного элемента (резины), Нм/рад.	X_3	84	100	150	200	234	50

Исходя из расчетов, регрессионные уравнение имеет следующий вид:

$$Y = 41,46 + 1,087x_1 - 1,23x_2 + 0,78x_3 - 0,29x_1x_2 - 0,075x_1x_3 - 0,068x_2x_3 - 1,47x_1^2 - 1,77x_2^2 - 0,94x_3^2$$

После определения значимости коэффициентов регрессионное уравнение имеет вид:

$$Y = 41,46 + 1,087x_1 - 1,23x_2 + 0,78x_3 - 1,47x_1^2 - 1,77x_2^2 - 0,94x_3^2$$

Полученное регрессионное уравнение на основании критерия Фишера проверяли на адекватность. Расчетное значение критерия Фишера определяли из следующего выражения

$$F_R = \frac{S_{ад}^2(Y)}{S^2(\bar{Y})}; \quad (8)$$

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_1^{20}(y_u - \bar{y}_0)^2 - \sum_1^6(y_{0i} - \bar{y}_0)^2}{20 - 6 - 5} = \frac{0,44 - 0,377}{9} = 0,005; \quad (9)$$

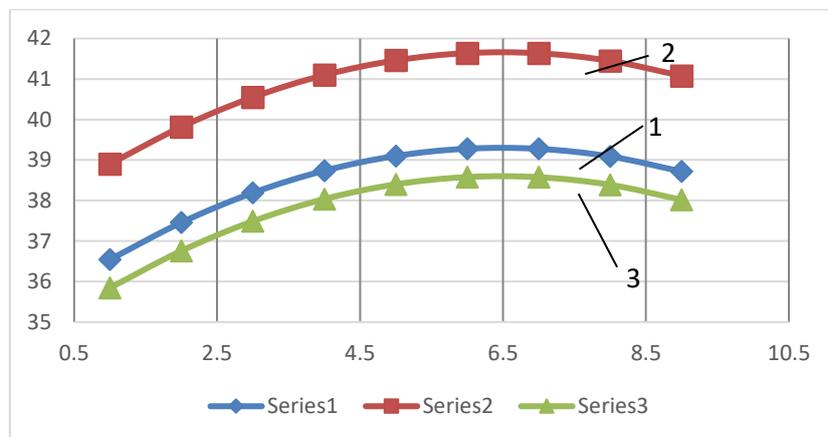
$$F_{расч} = \frac{S_{ад}^2}{S_{\{y\}}^2} = \frac{0,005}{0,079} = 0,074. \quad (10)$$

При сопоставлении табличного значения критерия Фишера $F_{ж}$ с расчетными значением F_x условие $F_x = 0,074 < 3,48 = F_{ж}$ выполнено и определена адекватность. Табличное значение критерия Фишера получим по следующему требованию из приложения

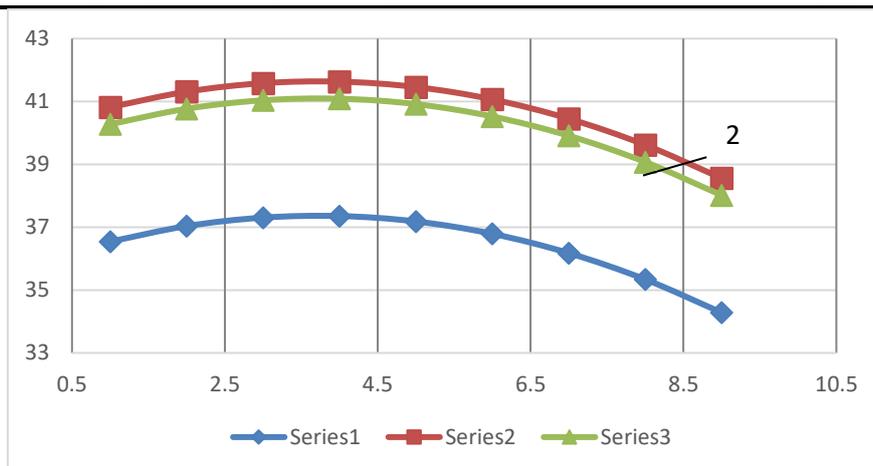
$$F_{ж} = [P_{д} = 0,95; f\{S_{над}^2\{Y\}\} = 20 - 6 - (6 - 1) = 9; f\{S_M^2\} = 6 - 1 = 5] = 3,48$$

Численное решение уравнений выполнено на ЭВМ с применением программы EXCEL и получены графические зависимости параметров (рис.21)

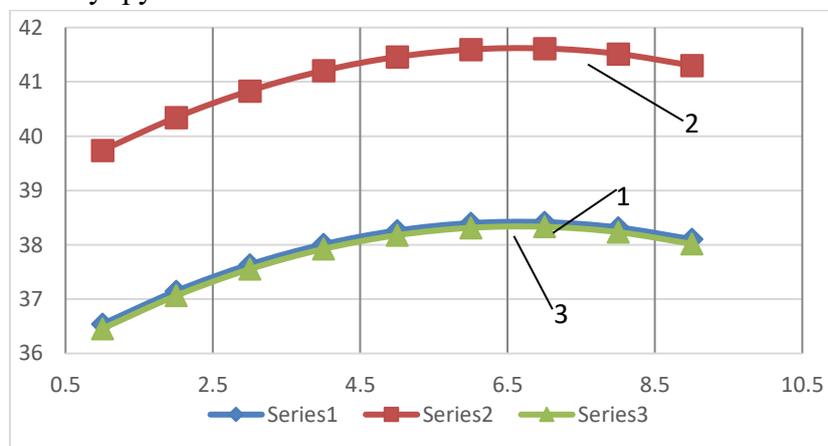
Графики, построенные на основании регрессионных уравнений показывают, что изменение частоты вращения колкового барабана влияет на очистительную эффективность хлопка-сырца. В графике 1 (рис. 21 а) приведено влияние входных параметров при нижних значениях $x_2=1$ мм и $x_3=100$ Нм/рад на очистительный эффект хлопка.



а-графики изменения очистительного эффекта в зависимости от частоты вращения колкового барабана



б-графики изменения очистительного эффекта в зависимости от эксцентриситета натяжного ролика с упругим элементом.



в-графики изменения очистительного эффекта в зависимости коэффициента упругости эластичного элемента.

Рис. 21

При частоте вращения колкового барабана 400 об/мин очистительный эффект составил 36,6%, наблюдается, что при дальнейшем увеличении частоты вращения очистительный эффект тоже увеличился. Когда частота вращения колкового барабана была 456 об/мин, был достигнут наибольший очистительный эффект 39,2%. При увеличении частоты вращения от 456 об/мин до 480 об/мин очистительный эффект снижается до 38,8%. На графике 2 (рис. 21а) приведены результаты изменения очистительного эффекта в зависимости от входных факторов при их значениях $x_2=3\text{мм}$ и $x_3=150\text{ Нм/рад}$. При частоте вращения колкового барабана 400 об/мин очистительный эффект составлял 38,9%. При дальнейшем увеличении частоты вращения очистительный эффект тоже увеличивается. Когда частота вращения колкового барабана была 456 об/мин, очистительный эффект был наибольшим и составлял 41,8%. При увеличении частоты вращения до 480 об/мин очистительный эффект снижался и составлял 41,1%.

В графике 3 (рис. 21 а) приведены результаты изменения очистительного эффекта в зависимости от входных параметров при наибольших значениях $x_2=5\text{мм}$ и $x_3=200\text{ Нм/рад}$. При этом, когда частота вращения колкового барабана была 400 об/мин очистительный

эффект был самый низкий и составлял 35,8%, при дальнейшем увеличении частоты вращения колкового барабана очистительный эффект тоже увеличивался. При частоте вращения 456 об/мин очистительный эффект увеличивался до 38,7%. При увеличении частоты вращения до 480 об/мин очистительный эффект составлял 38%.

Анализ графика 1 показывает, что при частоте вращения 456 об/мин очистительный эффект доходил до наибольшего значения 41,8%.

Также были получены графические зависимости изменения очистительного эффекта хлопка в зависимости от эксцентриситета (рис. 21б) и от коэффициента упругости резиновой втулки ролика (рис. 21в)

Из вышеизложенных следует, что коэффициент упругости эластичного элемента влияет на очистительный эффект. Наибольший очистительный эффект был достигнут при коэффициенте, упругости 175 Нм/рад и это значение является оптимальным.

Исходя из полнофакторных экспериментов следует, что при использовании очистительных машинах с рекомендуемыми параметрами можно достиг 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 м, коэффициент упругости эластичного элемента 175 Нм/рад. При этих параметрах достигнут наибольший очистительный эффект, который составлял 41,8%.

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 передаточного отношения передачи от вертикального перемещения составного натяжного ролика. Ремена задача динамики пятимассового привода швейной машины при использовании рекомендуемых ременных передач. Экспериментамы обоснованы параметры системы.

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. 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.
3. Нематов, А. К., & Маматова, Д. А. (2021, October). Математическая модель колебаний ведомой ветви ремня при взаимодействии с составным натяжным роликом передачи. In " ONLINE-CONFERENCES" PLATFORM (pp. 544-546).

4. Mamatova, D., Nematov, A., & Nurullayeva, K. (2022). FULL-FACTORY EXPERIMENTAL STUDIES. *European Journal of Interdisciplinary Research and Development*, 2, 34-44.
5. Mamatova, D., Djuraev, A., Mamatov, A., & Nematov, A. (2020). Experimental Results On Justification Of Parameters Of A Cotton Cleaner With A New Drive Design. *European Journal of Molecular & Clinical Medicine*, 7(01), 2020.
6. Dilrabo Mamatova, Abbos Nematov, Nadejda Dryomova "Study of the influence of the parameters of the belt drive on the stiffness of the elastic element of the composite tension roller" *Journal For Innovative Development in Pharmaceutical and Technical Science (JIDPTS) Special Issue: International conference on Applied and Natural Sciences (J I D P T S) ISSN(O):2581-6934, 2021, pp. 214-216.*
7. Нематов, А. К., & Маматова, Д. А. (2021, October). Определение закона изменения линейного ускорения ремня при изменении натяжения в ременной передаче. In "ONLINE-CONFERENCES" PLATFORM (pp. 539-543).
8. Mamatova, D. (2022). THEORETICAL DESCRIPTION OF PARAMETERS OF BELT CONDITIONS WITH CONTINUOUS TRANSITIONAL RELATIONS. *Conferencea*, 121-127.
9. Маматова, Д. (2022, June). РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ И РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ НОВОЙ КОМПОНОВКИ АГРЕГАТА ОЧИСТКИ ХЛОПКА СЫРЦА. In *E Conference Zone* (pp. 146-151).
10. Нематов, А., & Маматова, Д. (2022, June). МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ТЯГОВОГО СВОЙСТВА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ С САМОУПРАВЛЯЮЩИМ НАТЯЖНЫМ РОЛИКОМ В ХЛОПКООЧИСТИТЕЛЬНОМ АГРЕГАТЕ. In *E Conference Zone* (pp. 133-135).
11. Плеханов, А. Ф., Маматова, Д. А., Джураев, А., Сартгарова, 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.
12. Нуруллаева, Х. Т. (2022). ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРА РАБОЧИХ ОРГАНОВ НА ОЧИСТИТЕЛЬНЫЙ ЭФФЕКТ. *Главный редактор: Ахметов Сайранбек Махсатович, д-р техн. наук; Заместитель главного редактора: Ахмеднабиев Расул Магомедович, канд. техн. наук; Члены редакционной коллегии*, 51.
13. Нуруллаева, Х. Т. (2022). ТОЗАЛАГИЧ МАШИНАЛАРИДА ЎЗГАРУВЧАН УЗАТИШ НИСБАТЛИ ТАСМАЛИ УЗАТМАНИ ТАРАНГЛОВЧИ РОЛИК МЕХАНИЗМИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ. *Conferencea*, 9-11.
14. Нуриллаева, Х. Т. (2021). МОДЕРНИЗИРОВАННАЯ КОНСТРУКЦИЯ КОЛОСНИКОВ ОЧИСТИТЕЛЕЙ ХЛОПКА ОТ КРУПНОГО СОРА. *Universum: технические науки*, (5-3), 31-34.