

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЖЕСТКОСТЬ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ВЕДОМОГО ШКИВА И НАТЯЖНОГО РОЛИКА

Маматова Д. А.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Аннотация

В статье приведены пути широкого использования ременных передач с переменными и передаточными отношениями в приводных механизмах технологических машин. Приводится схема и принцип работы ременной передачи с составными ведомым шкивом и натяжным роликом позволяющие получение необходимых переменных режимов движения ведомого шкива. Даются аналитические методы определения жесткости упругих элементов ведомого шкива и натяжного ролика. На основе анализа построенных графических зависимостей обоснованы рекомендуемые значения параметров рассматриваемой ременной передачи для приводов технологических машин.

Ключевые слова. Ременная передача, составной шкив, ведомый, натяжной ролик, упругий элемент, жесткость, деформация, втулка, радиус.

Введение

Применяемые в технологических машинах, ременные передачи в некоторой степени поглощают колебания нагрузки и не позволяют передавать эти колебания целиком на электропривод машины [1,2,3,4]. Но, в машинах, где колебания нагрузок в рабочих органах, происходят с большой амплитудой и частотой их поглощение ремнем передачи будет недостаточным. Например, в швейных машинах при высоких скоростных режимах неравномерность вращения главного и нижнего вала, а также вала электродвигателя может привести не только к быстрому выходу из строя привод, но и пропуску стежков, обрыву нитей, снижению производительности машины. Следует отметить, что важным является разработка и применение ременных передач с переменным передаточным отношением являются эффективными при их использовании в машиностроении, может найти применение в качестве элемента приводов различных машин, в которых вращение ведомого вала с переменной угловой скоростью, особенно, вибромашин, машин для обработки волокнистых и сыпучих материалов, а также некоторых машин в легкой и текстильной промышленности приводит к интенсивности технологических процессов.

При этом ресурс работы ременной передачи в некоторой степени уменьшается, до (5,0-10) %, но эффективность и получение качественной продукции при высокой производительности будет возможными.

Эффективная схема ременной передачи. При этом с целью расширения кинематической возможности и управляемости изменения угловой скорости ведомого звена совершенствована конструкции передачи, создана дополнительная кинематическая связь между выходным шкивом и натяжным роликом. В рекомендуемой ременной передаче, содержащей ведущий и ведомый шкивы охватывающий их ремень и натяжной составной ролик с эксцентрично расположенным относительно оси вращения упругим элементом и имеющим различную толщину по окружности ролика, выходной шкив также выполнен составным из ступицы, упругого элемента и обода. При этом упругий элемент имеет форму в виде трехгранной (многогранной) призмы по наружной поверхности, соприкасающейся такой же формой внутренней поверхностью обода, при котором обеспечивается переменность передаточного отношения ременной передачи, тем самым изменение угловой скорости ведомого шкива. Кроме того выходной шкив кинематически связан с валом натяжного ролика посредством дополнительного ремня, охватывающего соответственно дополнительные шкивы, жестко связанные с валами натяжного ролика и ведомого шкива [5].

Ременная передача содержит ведущий 1 и ведомый 2 шкивы, охватывающий их ремень 3 и натяжной ролик 4. Составной натяжной ролик 4 содержит обод 5, упругий элемент 6 и ступицу 7, а также жестко связанный со ступицей 7 шкив 8. Дополнительный шкив 9 жестко связан со ступицей 10 ведомого шкива 2 который также имеет обод 11 и многогранный упругий элемент 12. Шкивы 9 и 8 охвачены ремнем 13 (рис.1).

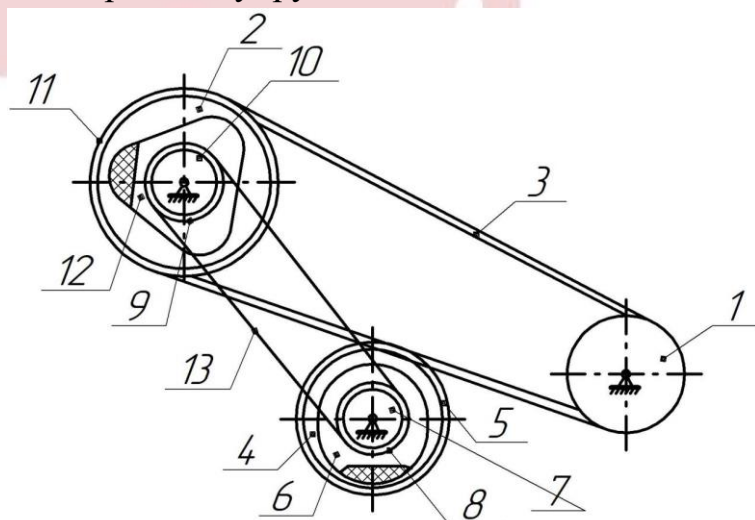


Рис. 1-Ременная передача с переменным передаточным отношением

Ременная передача работает следующим образом. Ведущий шкив 1 посредством ремня 3 сообщает вращательное движение ведомому шкиву 2, а посредством дополнительного ремня 13 шкиву 8, который, вращая натяжной ролик 4, приводит к циклическому изменению натяжения ремня 3.

Поскольку передаточное отношение ременной передачи является функцией от относительного скольжения ремня 3, а относительное скольжение - функцией от натяжения ремня 3, изменение натяжения ведет к изменению передаточного отношения передачи, т.е. к соответствующему изменению угловой скорости ведомого шкива 2. Кроме того, в процессе работы положение обода 5 натяжного ролика 4 изменяется относительно ступицы 7 за счет деформации кольцевого упругого элемента 6, зависящей от ширины последнего. Это приводит к циклическому изменению усилия обода 5 на ремень 3, что обеспечивает изменение передаточного отношения передачи. Подобным образом изменяется и положение обода 11 ведомого шкива 2 относительно ступицы 10 за счет деформации многогранного (на чертеже трехгранного) кольцевого упругого элемента 12. При этом фактически будет меняться положение обода 11 относительно оси вращения ведомого шкива 2, также приводящее к дополнительному изменению натяжения ремня 3. Таким образом, ведомый шкив 2 будет совершать вращательное движение по сложному закону изменения угловой скорости.

Для дополнительного согласования и управления этим законом изменения угловой скорости шкива 2 он дополнительно связан с составным натяжным роликом 4 ременной передачей, состоящий из ремня 13, шкивов 9 и 8, жестко связанных с соответствующими валами шкива 2 и натяжного ролика 4. В процессе работы через эту передачу фактически все изменения угловой скорости ведомого шкива 2 передаются на натяжной ролик 4, а это в свою очередь и на натяжение ремня 3. При этом выходное звено 2 получает необходимые законы изменения угловой скорости, позволяющие интенсифицировать технологические процессы.

Угловая скорость ведомого шкива 2 является сложной функцией, т.е.

$$\dot{\varphi}_2 = f(\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_4,)$$

где $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_4$ - угловые скорости соответствующих шкивов;

u_{12}, u_{24} - передаточные отношения ременных передач.

Нами были разработаны ряд конструкций ременных передачи с переменными параметрами [6,7,8,9].

Существуют методы расчета ременных передач с постоянными параметрами. Но, нет методов расчета ременных передач с переменными параметрами.

Анализ влияния параметров ременной передачи на деформационные характеристики упругого элемента составного ведомого шкива

Нами разработана конструкция ременной передачи, ведомый шкив которого выполнен составным включающий ступицу, обод и упругий элемент между ними. Упругий элемент в достаточной степени будет поглощать колебания нагрузки на валу ведомого шкива, непосредственно связанный с рабочим органом технологической машины. В конструкции предусмотрен натяжной ролик, с упругой втулкой. За счёт деформации упругой втулки натяжного ролика натяжение ремня будут меняется циклически. Это приводит к циклическому изменению результирующей силы деформирующей упругий элемент составного ведомого шкива в осевом направлении. Исходя из этого важным является выбор жесткости упругого элемента ведомого шкива передачи. Значительные колебания обода ведомого шкива в осевом направлении может привести к изменению не только межосевого расстояния передачи, но и сокращению долговечности ремня. Поэтому анализ влияния параметров ременной передачи на деформационные характеристики упругого элемента составного ведомого шкива является необходимым при расчете приводов технологических машин. При взаимодействии ремня с ведомым шкивом возникают следующие силы: силы натяжения в ветвях ременной передачи $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$ центробежная сила ремня в зоне взаимодействия с ободом ведомого шкива $\bar{F}_c$ обобщенная деформирующая сила со стороны обода ведомого шкива на упругий элемент шкива $\bar{Q}$ (см. рис. 2).

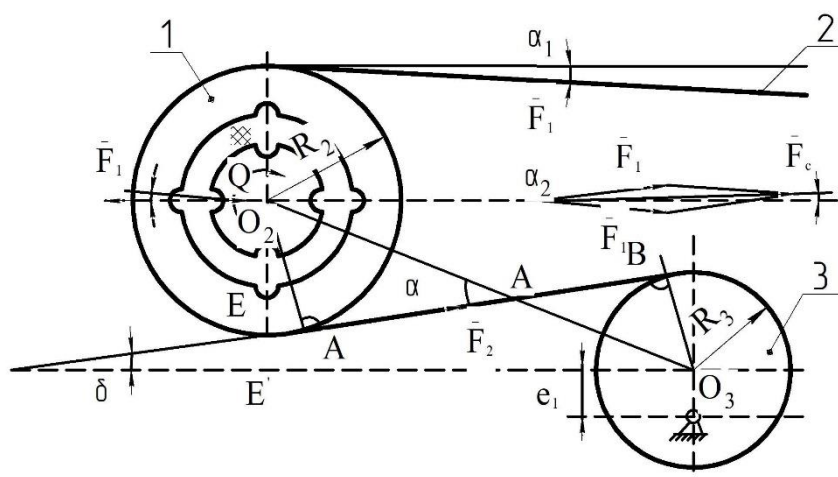


Рис. 2. Расчетная схема ременной передачи с составным ведомым шкивом и эксцентричным натяжным роликом

При условии равновесия системы:

$$\bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{F}_c + \bar{Q} = 0 \quad (1)$$

где, F_c – суммарный, $\bar{F}_1, \bar{F}_2$ – силы натяжения ведущей и ведомой ветвей; $\bar{F}_u$ – центробежная сила ремнем в зоне обхвата ремней обод ведомого шкива; $\bar{Q}$ – обобщенная деформирующая упругого элемента сила.

Проектируя (1) на горизонтальную ось имеем:

$$F_u \cdot \cos \gamma - F_1 \cdot \cos \alpha_1 - F_2 \cdot \cos \theta = Q \cdot \cos \xi \quad (2)$$

где, ξ, α_1, Q, γ – углы между соответствующими векторами сил и горизонтальной осью.

Учитывая, что натяжной ролик имеет эксцентриситет

$$\theta = \theta_{cp} \pm \Delta \theta = \theta_1 + 2\Delta \theta \quad (3)$$

где, θ_{cp} – среднее значение угла θ ; θ_1 , минимальное значение угла θ ,

$\Delta \theta$ – отклонение угла θ .

Максимальная деформация упругого элемента ведомого шкива в осевом направлении происходит при максимальном значении угла θ , при расположении эксцентриситета натяжного ролика в вертикальной оси над осью вращения:

$$\theta = \alpha - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \quad (4)$$

Для определения угла α рассмотрим $\triangle O_2 CA$ подобный $\triangle O_3 BC$:

$$\frac{R_3}{R_2} = \frac{O_3 C}{O_2 C} = \frac{O_2 O_3 - O_2 C}{O_2 C}; \quad O_2 C = \frac{R_2 \cdot O_2 O_3}{R_3 + R_2}$$

Из $\triangle ACO_2$ имеем:

$$\alpha = \arcsin \cdot \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} \quad (5)$$

где, R_2, R_3 – радиусы ведомого шкива и натяжного ролика.

Полученная (5) поставляя в (4) имеем:

$$\theta = \arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \quad (6)$$

При окружной силе P_0 в передаче (нагрузке), натяжения ветвей ремня определяются согласно [6] из;

$$F_i = P_0 \frac{e^{f_{ap}}}{e^{f_{ap}} - 1}; \quad F_i = P_0 \frac{P_0}{e^{f_{ap}} - 1}; \quad F_1 + F_2 \leq 2S_0 \quad (7)$$

где, f - коэффициент трения ремня о поверхность шкивов; α - угол обхвата ремнем малого шкива.

При переменном натяжении ремня с учетом S_0 полученной нами можно записать:

$$F_1 = \frac{P_0}{2} + \frac{EF}{e^{f\alpha} - 1} \left[1 - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right]$$

$$F_2 = -\frac{P_0}{2} + \left[1 - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right] \quad (8)$$

Центробежная сила ремня согласно [6] определяется из выражения:

$$F_u = \frac{\rho_p \cdot h_p \cdot b_p}{g} \alpha' g_p^2 \quad (9)$$

где, ρ_p - удельный вес ремня; b_p , h_p - ширина и толщина ремня; α' - угол обхвата в ведомом шкиве; φ_3 , φ'_3 - составляющие угла обхвата ремнем натяжной ролик; E, F - модуль упругости и площадь сечения ремня; α_p - угол обхвата ремнем ведущий шкив передачи; g_p - линейная скорость ремня; g - ускорение силы тяжести.

Учитывая, что угловая скорость ведомого шкива является переменной величиной за счет эксцентриситета натяжного ролика согласно [6] имеем:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 R_1}{R_2} \cdot \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \quad (10)$$

Полученные выражения (6), (8), (9), (10) подставляя в (12) окончательно получим формулу для расчета силу деформирующую упругий элемент ведомого шкива:

$$Q = \frac{\omega_1^2 \rho_p \cdot h_p \cdot b_p \cdot \alpha' \cdot R_1^2 \cos \gamma}{g \cos \xi} \left(\frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right) -$$

$$- \frac{P_0}{2 \cos \xi} \left[\cos \alpha_1 - \cos \left(\arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right] - \frac{EF}{(e^{f\alpha} - 1)} \left[1 - \right. \quad (11)$$

$$\left. - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right] \cdot \left[\cos \alpha_1 + \cos \left(\arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right]$$

При этом коэффициент жесткости упругого элемента составного ведомого шкива ременной передачи определяются:

$$\begin{aligned}
C_p = \frac{1}{\delta_e} & \left\{ \frac{\omega_1^2 \rho_p \cdot h_p \cdot b_p \cdot \alpha' \cdot R_1^2 \cos \gamma}{g \cos \xi} \left(\frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right) - \right. \\
& - \frac{P_0}{2 \cos \xi} \left[\cos \alpha_1 - \cos \left(\arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right] - \frac{EF}{(e^{f_{ap}} - 1)} [1 - \\
& \left. - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right] \cdot \left[\cos \alpha_1 + \cos \left(\arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right] \right\} \quad (12)
\end{aligned}$$

Из полученной (12) можно рассчитать коэффициент жесткости упругого элемента ведомого шкива, по результатам которого можно выбрать необходимый материал (марку резины), обеспечивающий требуемые условия работы рабочего органа технологической машины. При исходных расчетных значениях параметров ременной передачи в швейной машине марки 97 кл. расчетное значение крутильной жесткости упругой втулки ведомого шкива составляет $(3,5-4,0)10^2 \text{ Нм/рад}$, при этом соответствует резина марки 3820MBCS [6].

Изучение влияния параметров ременной передачи на жесткость упругого элемента составного натяжного ролика. Известно, что тяговая способность ременных передач с натяжным устройством больше, чем в передачах без натяжных устройств [7]. Обычно в ременных передачах с постоянным натяжением ремня передаточное отношение является постоянным. При этом натяжения ведущей и ведомой ветвей также являются постоянными. Но, в технологических машинах нагрузка в ременной передаче будет переменным [8, 6]. При этом натяжения ветвей ремня также будут изменяться. Чтобы выдерживать натяжение ремня в определенных пределах и увеличение его долговечности нами рекомендуется ременная передача, натяжной ролик которой выполнен составным с упругим элементом.

При этом наружная втулка натяжного ролика выполнена из резины с определенной жесткостью. Важными являются определение жесткости упругой втулки составного натяжного ролика в зависимости от параметров ременной передачи. На рис. 3. а представлена схема рекомендуемой ременной передачи, из которой видно, что упругая втулка 5 в некоторой степени погашает колебания ведомой ветви ремня. Степень взаимодействия ремня 3 с втулкой 5 зависит от параметров передачи, особенно от жесткости втулки 5 натяжного ролика 4. Из работы [9] известно, что начальное натяжение ремня определяется из выражения:

$$S_0 = \frac{\gamma_p \cdot e_p \cdot h_p}{g} g^2 \quad (13)$$

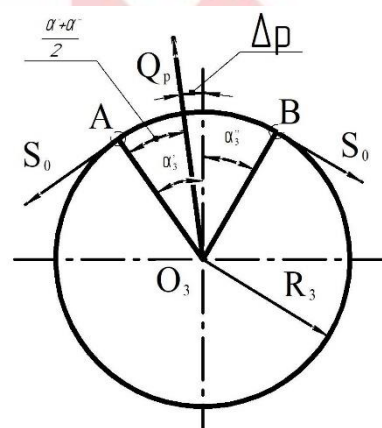
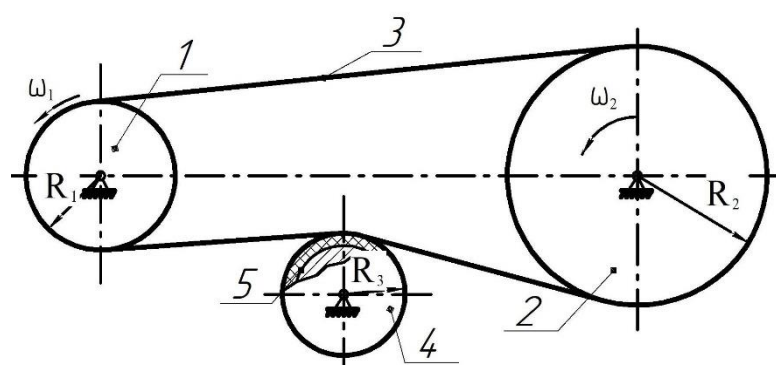
где, γ_p - удельный вес ремня, e_p - ширина ремня, h_p - толщина ремня, g - окружная скорость.

Согласно расчетной схемы (см.рис.3) определяем силу взаимодействия ролика с ремнем с учетом (13):

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

где, Δ - деформация упругой втулки в вертикальном направлении.

При взаимодействии ремня с упругой втулкой натяжного ролика происходит деформация упругой втулки в вертикальном направлении. Исходя из этого можно определить коэффициент жесткости упругой втулки при воздействии ремня на втулку силой $Q'_p = -Q_p$:



где, 1-ведущий шкив, 2 - ведомой шкив, 3 - ремень, 4 - составной натяжной ролик, 5 - упругая втулка.

а - ременная передача с составным натяжным роликом

где, α'_3, α''_3 - составляющие угла обхвата ремнем упругой втулки натяжного ролика;
 Δ_p - угол между силой Q_p и вертикальной осью ремня.

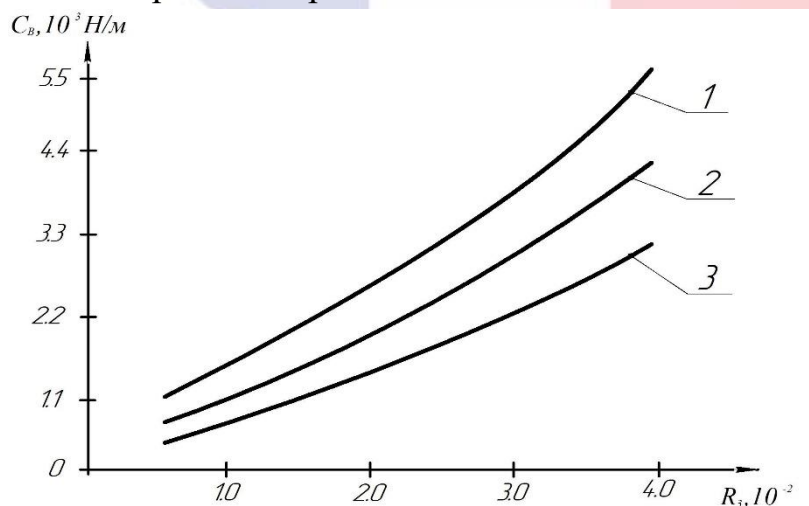
б - расчетная схема взаимодействия ремня с натяжным роликом.

Рис.3. Расчетная схема

$$C_\epsilon = \frac{\omega_3^2 R_3^2 \cdot \gamma_p \cdot e_p \cdot h_p}{\Delta g \cos \Delta_p} \cdot (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \quad (14)$$

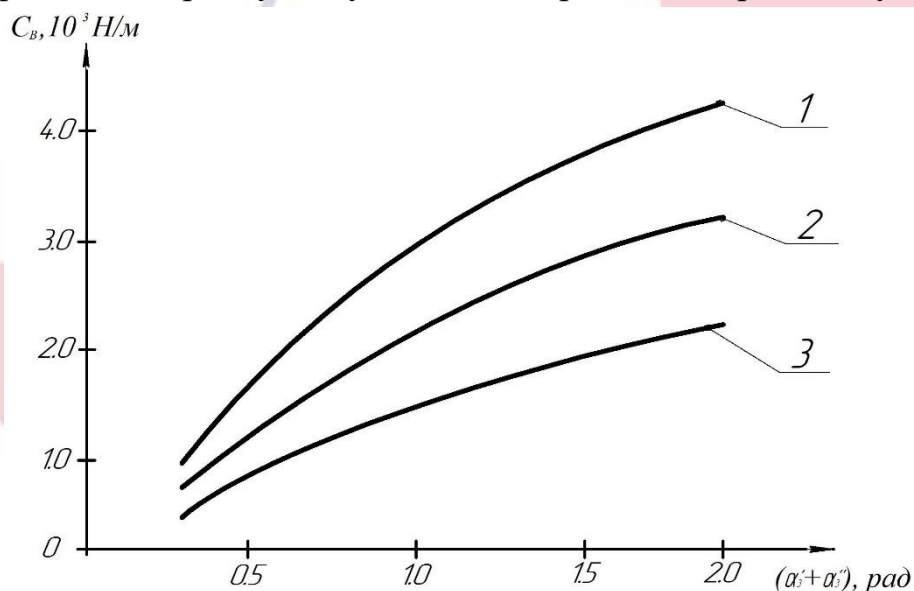
В процессе работы ременной передачи, как видно из выражения (14) коэффициент жесткости упругой втулки составного натяжного ролика зависит в основном от радиуса

и скорости вращения ролика, параметров ремня, угла обхвата и др. На рис.4 представлены полученные графические зависимости изменения коэффициента жесткости упругой втулки от изменения величины радиуса натяжного ролика и угла обхвата ремнем натяжного ролика передачи.



где 1- $(\alpha'_3 + \alpha''_3)=1,65$; 2- $(\alpha'_3 + \alpha''_3)=1,23$; 3- $(\alpha'_3 + \alpha''_3)=0,568$

Рис.4. а Зависимости изменения коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика от вариации его радиуса и угла обхвата ремня поверхности упругой втулки



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

Рис.4. б Зависимости изменения коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика от вариации угла обхвата ремня поверхности упругой втулки

Анализ полученных графиков показывает, что с увеличением радиуса натяжного ролика возрастание коэффициента жесткости имеет нелинейный характер. Так, при увеличении радиуса натяжного ролика от $1,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ до $3,85 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ жесткость упругой втулки натяжного ролика увеличивается от $0,85 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ до $5,65 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Это объясняется тем,

что с увеличением радиуса натяжного ролика увеличивается сила взаимодействия упругой втулки с ремнем, и поэтому соответственно возрастает жесткость втулки. Увеличение угла обхвата ремнем поверхности упругой втулки передачи приводит также к возрастанию жесткости упругой втулки по нелинейной закономерности.

Нелинейность графиков также обусловлено тем, что с изменением $(\alpha'_3 + \alpha''_3)$ соответственно изменяется угол воздействия силы Q_p . При $(\alpha'_3 + \alpha''_3)=1,65$ рад и $\omega_3=44,3$ с⁻¹ коэффициент жесткости доходит до $3,92 \cdot 10^3$ Н/м. Важными являются выбор значений коэффициента жесткости упругой втулки при небольших значениях радиуса ролика и наибольших значениях угла обхвата. При этом для рассматриваемой ременной передачи рекомендуемыми параметрами являются: $(\alpha'_3 + \alpha''_3)=1,1 \div 1,3$ рад, $R_3=(2,5 \div 3,5) \cdot 10^{-2}$ м; $C_6=(4,1 \div 5,3) \cdot 10^2$ Н/м.

Выводы. Рекомендована эффективная схема ременной передачи с переменным передаточным отношениям. Получены формулы для определения жесткости упругих элементов шкива и натяжного ролика. Зависимости изменения коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика от вариации его радиуса и угла обхвата ремня поверхности упругой втулки. При этом с увеличением радиуса натяжного ролика увеличивается сила взаимодействия упругой втулки с ремнем, и поэтому соответственно возрастает жесткость втулки. Увеличение угла обхвата ремнем поверхности упругой втулки передачи приводит также к возрастанию жесткости упругой втулки по нелинейной закономерности.

Литература

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. (2020). Study of the influence of the parameters of the belt drive on the stiffness of the elastic element of the composite tension roller.
 9. Mamatova, D. (2022). THEORETICAL DESCRIPTION OF PARAMETERS OF BELT CONDITIONS WITH CONTINUOUS TRANSITIONAL RELATIONS. Conferencea, 121-127.