

УДК 687.05. (575.2) (04)

К НАТЯЖЕНИЮ ПРИВОДНОГО РЕМНЯ

М.Т. Мамасаидов – академик НАН КР,
Р.Т. Исаханова – аспирант КУУ

The developed mathematical model of the belt transfer mechanism as well as geometric and kinematic parameters of the mechanism, tension laws are considered in this article.

В ременных передаточных механизмах [1–8], главное звено – ремень, изготавливаемый, как правило, из упругих неметаллических материалов. В работе приводной ремень испытывает переменные нагрузки, т.е. натяжение его носит динамический характер. Это обуславливает целесообразность проведения динамического исследования приводного ремня.

Схема действия сил на ременной передаточный механизм представлена на рис. 1. С использованием метода сечения видим, что силы натяжения T_1 и T_2 в поперечных сечениях ремня являются внутренними, ведущая полезная сила P и сила сопротивления R_c по отношению к ремню – внешними, а сила давления R – реактивной.

Применяя теоремы об изменении количества движения к частям *а* и *б* передаточного механизма (рис. 1) имеем:

на поверхности ведомого шкива:

$$\rho_0 F_0 ds_0 (\dot{x}_1^* - \dot{x}_2^*) = (T_1 \cos \varphi - T_2 \cos \varphi - R_c^{(1)}) dt, \quad (1)$$

$$\rho_0 F_0 ds_0 (\dot{y}_1^* - \dot{y}_2^*) = (-T_1 \sin \varphi - T_2 \sin \varphi + R_1) dt; \quad (2)$$

на поверхности ведущего шкива:

$$\rho_0 F_0 ds_0 (\dot{x}_2^* - \dot{x}_1^*) = (-T_1 \cos \varphi + T_2 \cos \varphi + R_c^{(2)} - P) dt, \quad (3)$$

$$\rho_0 F_0 ds_0 (\dot{y}_2^* - \dot{y}_1^*) = (T_1 \sin \varphi + T_2 \sin \varphi - R_2) dt. \quad (4)$$

Используя закон неразрывности – условия непрерывности:

$$\dot{x}_1^* dt = \cos \varphi_1 ds_1; \quad \dot{y}_1^* dt = -\sin \varphi_1 ds_1;$$

$$\dot{x}_2^* dt = \cos \varphi_2 ds_2; \quad \dot{y}_2^* dt = \sin \varphi_2 ds_2, \quad (5)$$

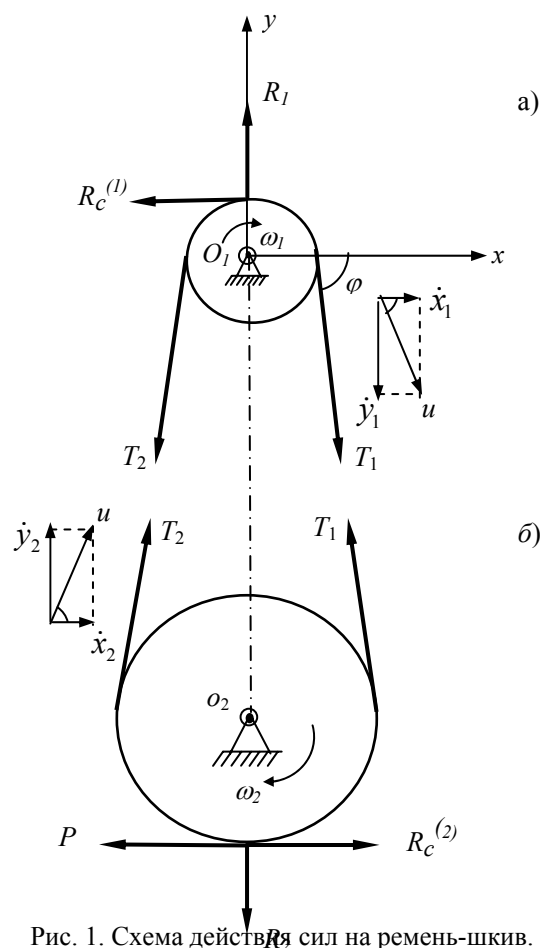


Рис. 1. Схема действия сил на ремень-шкив.
приступим к решению (1) – (4) при стационарном движении ремня:

$$ds_0 = ds_1 = ds_2 = udt . \quad (6)$$

Для этого подставим выражения (5) с учётом (6) в уравнения (1) – (4), получим:

$$T_1 \cos \varphi - T_2 \cos \varphi - R_c^{(1)} = 0 , \quad (7)$$

$$T_1 \cos \varphi - T_2 \cos \varphi - R_c^{(2)} + P = 0 , \quad (8)$$

$$T_1 \sin \varphi + T_2 \sin \varphi - R_1 = 2u^2 \rho_0 F_0 \sin \varphi , \quad (9)$$

$$T_1 \sin \varphi + T_2 \sin \varphi - R_2 = 2u^2 \rho_0 F_0 \sin \varphi , \quad (10)$$

из которых следует, что

$$R_c^{(1)} = R_c^{(2)} - P, \quad R_1 = R_2 . \quad (11)$$

В системе (7) – (10) только два уравнения (7) и (9) являются независимыми. Рассмотрим их с учётом (11) и представлением R_c как силы трения $R_c = fR$ [6–8]:

$$T_1 \cos \varphi - T_2 \cos \varphi = fR - P , \quad (12)$$

$$T_1 \sin \varphi + T_2 \sin \varphi = R + 2u^2 \rho_0 F_0 \sin \varphi . \quad (13)$$

Обратим внимание, что (12) и (13) являются незамкнутыми относительно трех неизвестных T_1 , T_2 и R . Поэтому в инженерной практике принимают [1–3]:

$$T_1 = \lambda T_2 , \quad \text{где } 2 \leq \lambda \leq 3 , \quad (14)$$

т.е. с достаточным основанием предполагают, что в каждый момент времени натяжение (T_1) ведущей ветви в λ раз больше натяжения (T_2) ведомой ветви ремня.

Подставляя выражение (14) в уравнения (12) и (13), получаем

$$T_2 (\lambda - 1) \cos \varphi = fR - P , \quad (15)$$

$$T_2 (\lambda + 1) \sin \varphi = R + 2\rho_0 F_0 u^2 \sin \varphi . \quad (16)$$

Решая систему уравнений (15) и (16) относительно T_2 , имеем

$$T_2 = \frac{P + 2u^2 \rho_0 F_0 f \sin \varphi}{f(\lambda + 1) \sin \varphi - (\lambda - 1) \cos \varphi} . \quad (17)$$

Из (17) с учётом (14) найдем выражение натяжения T_1 в виде

$$T_1 = \frac{\lambda(P + 2u^2 \rho_0 F_0 f \sin \varphi)}{f(\lambda + 1) \sin \varphi - (\lambda - 1) \cos \varphi} . \quad (18)$$

Представляя внешнюю (полезную) нагрузку P в развёрнутом виде $P = \frac{W}{u} = \frac{2W}{D\omega}$, из (17) и (18) получим следующие зависимости T_1 и T_2 :

$$T_1 = \frac{\lambda \left(\frac{2W}{D\omega} + 2u^2 \rho_0 F_0 f \sin \varphi \right)}{f(\lambda + 1) \sin \varphi - (\lambda - 1) \cos \varphi} , \quad (19)$$

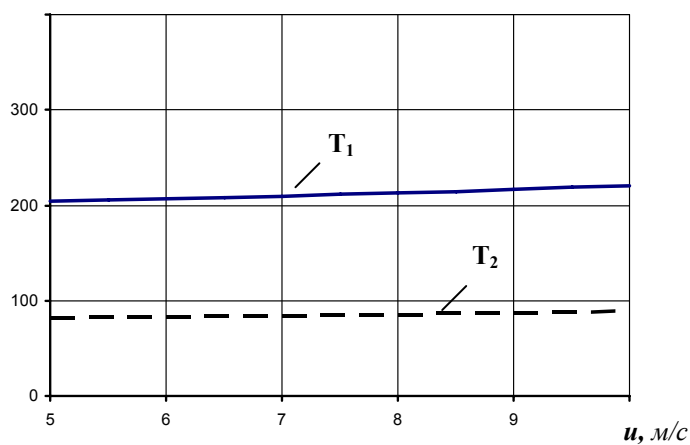
$$T_2 = \frac{\frac{2W}{D\omega} + 2u^2 \rho_0 F_0 f \sin \varphi}{f(\lambda + 1) \sin \varphi - (\lambda - 1) \cos \varphi} . \quad (20)$$

Из полученных взаимосвязей (19) и (20) видно, что основные динамические показатели (T_1 и T_2) – натяжения ветвей приводного ремня – зависят от множества геометрических и кинематических параметров ременной передачи, свойств используемых материалов. Для оценки значимости и определения рациональных параметров проанализируем графики зависимостей сил натяжения T_1 , T_2 ремня от различных параметров механизма: мощности приводного двигателя (W); диаметра (D) и угловой скорости (ω) ведущего шкива; линейной скорости (u) и свойств материала ремня (условного коэффициента трения f' , плотности ρ_0). При этом графики сил T_1 и T_2 (рис. 2, 3) построим в зависимости от каждого из параметров в реальных диапазонах их изменения при постоянных средних значениях остальных параметров.

Из представленных графиков (рис. 2 а) видно, что при реальных диапазонах изменения линейной скорости (u) движения ремня, силы натяжения T_1 и T_2 особенно не изменяются. Так, например, силы T_1 , T_2 соответственно равны 210н, 80н и остаются неизменными почти при всех значениях u . Отсюда следует, что скорость движения u при прочих равных условиях практически не влияет на характеристики сил T_1 и T_2 , а значит при $u = 5 \dots 10$ м/с силы натяжений ветвей ремня (T_1 , T_2) будут практически одинаковыми.

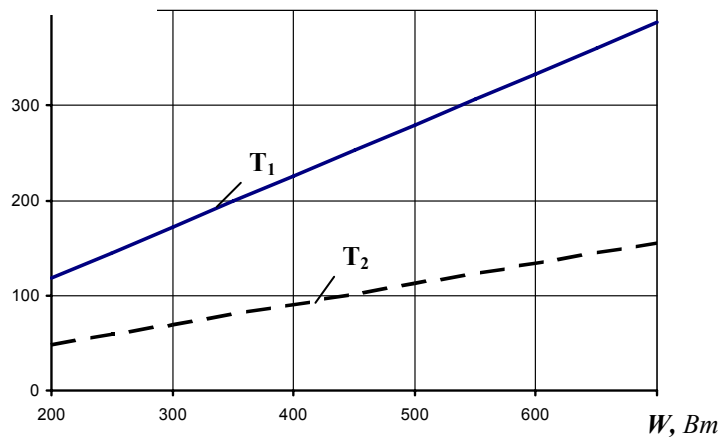
Графики сил натяжения ремня T_1 и T_2 (рис. 2 б) отображены в зависимости от передаваемой мощности W . С увеличением мощности двигателя механизма (полезной нагрузки) характер изменения сил T_1 и T_2 , весьма ощутимый, а именно: с увеличением W значения их пропорционально растут. Так, например, если при $W = 300$ Вт значения T_1 и T_2 составляют 170н, 70н, то при $W = 600$ Вт соответственно равны 340н, 140н. Это означает, что изменение мощности (полезной нагрузки) W обуславливает существенное увеличение значений сил натяжения ветвей ремня (T_1 , T_2),

T_1, T_2, H



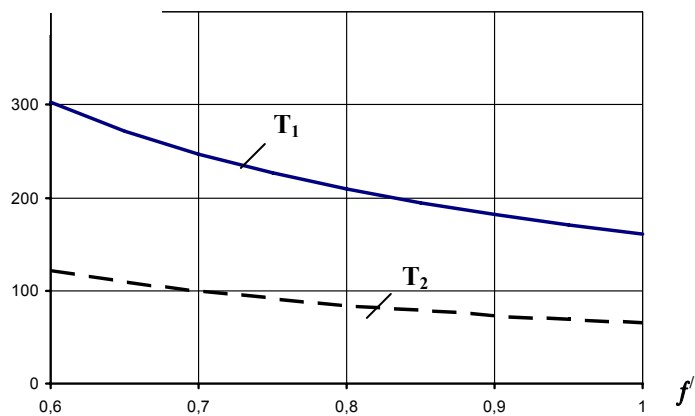
а

T_1, T_2, H



б

T_1, T_2, H



в

Рис. 2. Зависимости натяжений ветвей приводного ремня.
 При $W = 370$ Вт; $D = 0,09$ м; $u = 7$ м/с; $\omega = 50$ с⁻¹; $F_0 = 0,000094$ м²; $\rho_0 = 1276$ кг/м³; $f' = 0,8$; $\varphi = 70^\circ$; $\lambda = 2,5$.

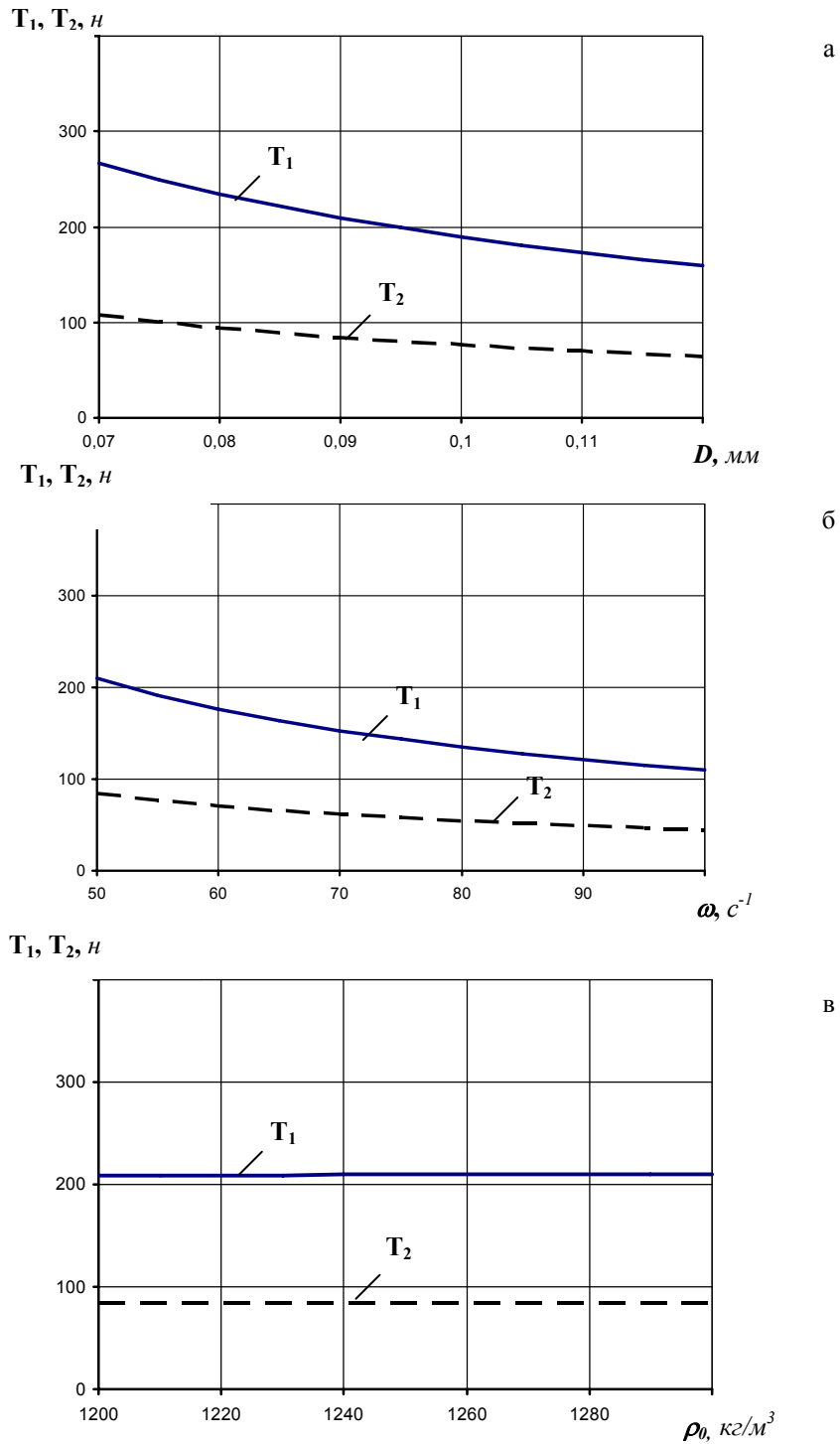


Рис. 3. Зависимости натяжений ветвей приводного ремня.
 При $W = 370$ Вт; $D = 0,09$ м; $u = 5$ м/с; $\omega = 50$ с⁻¹; $F_0 = 0,000094$ м²; $\rho_0 = 1276$ кг/м³; $f' = 0,8$; $\varphi = 70^\circ$; $\lambda = 2,5$.

а следовательно, геометрические параметры и характеристики материала гибкого ремня должны строго соответствовать заданной полезной нагрузке – мощности двигателя.

Графики взаимосвязей сил натяжения T_1 и T_2 (рис. 2 в) приведены в зависимости от условного коэффициента трения f' , где наблюдается гиперболическое убывание сил T_1 и T_2 при увеличении f' . Так, например, при реальных диапазонах увеличения f' от 0,6 до 1,0 силы T_1 и T_2 уменьшаются почти в два раза. Такое уменьшение сил более существенно в диапазоне $f' \leq 0,8$. Характер зависимостей $T_1(f')$ и $T_2(f')$ вполне физически объясним: работа механизма более эффективна (без проскальзывания) при больших значениях условного коэффициента трения, и, как следствие, чем больше f' , тем меньше натяжение ремня (T_1, T_2) при постоянных остальных параметрах. Поэтому в качестве ремня целесообразно использовать материал с высоким коэффициентом трения, что благотворно будет влиять на основные показатели ременной передачи.

Графики сил натяжения T_1 и T_2 (рис. 3) значительно убывают с возрастанием значений диаметра ведущего шкива (D) при остальных постоянных параметрах. Так, например, увеличение D от 70 до 120 мм приводит к уменьшению T_1 и T_2 от 270 и 110н соответственно до 160 и 70н (рис. 3 а). Следовательно, диаметр ведущего шкива (D) целесообразно выбирать как можно большим и ограничивать его размеры, главным образом, исходя из заданного габарита ременной передачи.

На рис. 3 представлены графики взаимосвязей сил натяжения T_1 и T_2 в зависимости от угловой скорости ведущего шкива (ω) (рис. 3 б). С повышением угловой скорости ω при постоянных остальных параметрах силы T_1 и T_2 монотонно убывают. Так, например, увеличение ω от 60 до 90с⁻¹ приводит к уменьшению значений сил T_1 и T_2 на 33%. Можно констатировать, что повышение угловой скорости ω по-

зитивно влияет на работу гибкого ремня и её необходимо выбирать прежде всего с учётом заданной приводной мощности.

Из графика сил натяжений T_1 и T_2 в зависимости от плотности материала ремня ρ_0 (рис. 3 в) видно, что при постоянстве других параметров значения сил T_1 и T_2 в реальных изменениях $\rho_0 = 1200...1300$ кг/м³ остаются практически неизменными. Отсюда вытекает, что ρ_0 практически не влияет на значения сил T_1 и T_2 , а это необходимо учесть при выборе материала ремня.

Проведённые исследования и установленные взаимосвязи натяжения ветвей ремня могут быть использованы в рациональной эксплуатации существующих конструкций, в совершенствовании методики расчёта и создании новых высокоэффективных образцов ременных передаточных механизмов.

Литература

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 118–123.
2. Артоболевский И.А. Теория механизмов машин. – М.: Наука, 1988. – С. 137, 166–168.
3. Архипов Н.Н. и др. Основы конструирования и расчёта типовых машин и аппаратов лёгкой промышленности. – М.: Машиностроение, 1963. – С. 145–165.
4. Зизюкин М.И. Надёжность текстильных и швейных машин. – М.: Машиностроение, 1973. – С. 162–179.
5. Тополеди К.Ф. Детали машин и подъёмно-транспортные устройства в текстильной и лёгкой промышленности. – М.: Легпромиздат, 1992. – С. 40–44.
6. Эргашев М.Э. Теория расчёта натяжения передаточного механизма. – Ташкент: Фан, 2004. – С. 27–29.
7. Соколова Ф.М., Тамулевич Г.Д. Клиновые ремни. – М.: Химия, 1973. – С. 7–24.
8. Воробьёв И.И. Ременные передачи. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 44–55, 23–271.