

## ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

### К РАСЧЕТУ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Белов Михаил Иванович*

*д-р техн. наук, профессор,  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К.А. Тимирязева»,  
РФ, 127550, г. Москва, улица Тимирязевская, 49  
E-mail: [B-Mikhael@yandex.ru](mailto:B-Mikhael@yandex.ru)*

### THE CALCULATION OF THE BELT TRANSMISSION

*Mikhail Belov*

*doctor of engineering sciences, professor,  
Russian State Agrarian University – Timiryazev Moscow Agricultural Academy,  
127550, Russia, Moscow, Timiryazevskaya st., 49*

#### АННОТАЦИЯ

*Актуальность и цель.* Объект исследования – ременная передача, состоящая из двух шкивов и ремня. Предмет исследования – тяговые характеристики ремня. Тяговая способность ремня и ременной передачи характеризуется экспериментальными графиками зависимостей относительного скольжения ремня и коэффициента полезного действия от коэффициента тяги передачи. Задача состоит в разработке математической модели ременной передачи, позволяющей теоретически оценивать тяговую способность ремня и рациональный режим работы в зоне упругого скольжения.

*Материалы и методы.* Кинематический и силовой расчет ременной передачи построен на теории упругого скольжения ремня по шкивам, разработанной Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским. В соответствии с этой теорией на шкивах существуют дуги упругого скольжения ремня. При этом вследствие упругого скольжения отношение скоростей точек ведомой и ведущей ветвей ремня линейно связано с относительным скольжением ремня, равным разности относительных удлинений ветвей. В статье предложена математическая модель ременной передачи, в основу которой положены новое полученное уравнение связи между скоростями точек ведущей и ведомой ветвей ремня и уравнения движения ремня как сплошной среды.

*Результаты.* Разработана математическая модель ременной передачи, позволяющая изучать тяговые характеристики ремня и определять рациональный режим работы. Разработана компьютерная модель, с помощью которой получены оценки тяговых характеристик.

*Новизна.* Предложено новое уравнение связи между скоростями точек ведущей и ведомой ветвей ремня.

*Выводы.* В режиме отсутствия буксования ремня эффективность ременной передачи возрастает при уменьшении коэффициента запаса сцепления. Коэффициент полезного действия достигает максимума при такой нагрузке, когда коэффициент запаса сцепления на одном из шкивов уменьшается до минимально допустимого. Чтобы поддерживать заданный коэффициент запаса сцепления, при изменении нагрузки силу натяжения ремня целесообразно регулировать.

#### ABSTRACT

*Background.* The object of research is belt transmission that consists of two pulleys and a belt. Subject of research is the traction characteristics of a belt. The challenge is to develop a mathematical model of the belt transmission, allowing in theory to evaluate the traction capacity of a belt and a rational mode of operation.

*Materials and methods.* Mathematical model of belt transmission is based on equation relationship between the velocities of lead and driven belt branches points and the equations of motion of the belt.

*Results.* The developed mathematical model of the belt transmission allows to study the belt traction characteristics and to determine a rational mode of operation. It was developed the computer model to estimate the traction experimental characteristics.

*The novelty.* It is proposed the new equation relationship between the speeds of points of leading and driven belt branches.

*Conclusions.* Belt transmission efficiency increases with decreasing safety factor of adhesion. Coefficient of efficiency reaches its maximum at this load, when the factor of adhesion on one of the pulleys is reduced to the minimum. To maintain the specified factor of adhesion, when changing the load force it is advisable to adjust the belt tension.

**Ключевые слова:** ременная передача, компьютерная модель ременной передачи.  
**Key words:** belt transmission, computer model of belt transmission

**Введение**

Кинематический и силовой расчет ременной передачи построен на теории упругого скольжения ремня по шкивам, разработанной Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским [2]. В соответствии с этой теорией на шкивах существуют дуги упругого скольжения ремня. При этом вследствие упругого скольжения отношение скоростей точек ведомой и ведущей ветвей ремня линейно связано с относительным скольжением ремня, равным разности относительных удлинений ветвей.

Статья посвящена разработке математической модели ременной передачи, в основу которой положены новое полученное уравнение связи между скоростями точек ведущей и ведомой ветвей ремня и уравнения движения ремня как сплошной среды.

**1. Объект исследования и основные обозначения**

Ременная передача – это механическая система, состоящая из ведущего шкива, ведомого шкива и соединяющего их ремня.

Введем следующие обозначения (рис. 1):

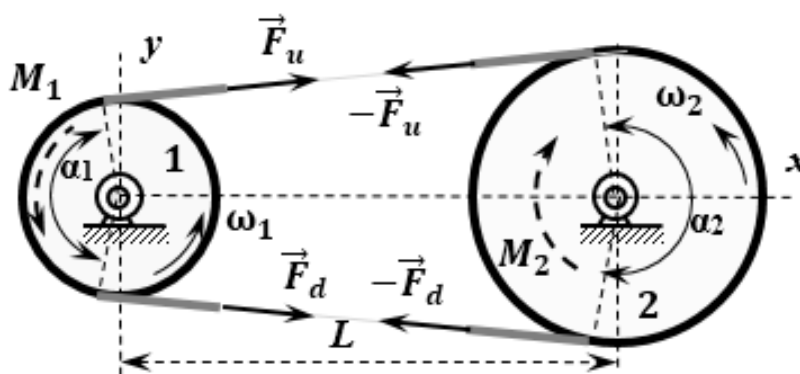


Рисунок 1. К расчету ременной передачи

- $R_1, R_2$  – радиус шкива 1 и шкива 2 соответственно, м;
- $L$  – расстояние между осями шкивов 1 и 2, м;
- $s$  – площадь поперечного сечения плоского ремня, м<sup>2</sup>;
- $\delta$  – половина толщины ремня, м;
- $\alpha_1, \alpha_2$  – радиальный угол охвата ремнем ведущего и ведомого шкива, рад;
- $r_1, r_2$  – радиус цапфы вала ведущего и ведомого шкива, м;
- $\epsilon_u, \epsilon_d$  – относительное удлинение срединного волокна ведущей и ведомой ветви ремня соответственно;
- $\omega_1, \omega_2$  – угловая скорость шкива 1 и шкива 2 соответственно, рад/с;
- $v_u, v_d$  – скорость набегающей на шкив точки ремня ведущей и ведомой ветви соответственно, м/с;
- $i$  – передаточное отношение;
- $\rho$  – плотность ремня, кг/м<sup>3</sup>;
- $F_u, F_d$  – величина силы натяжения ведущей и ведомой ветви ремня соответственно без учета веса, Н;
- $F_0$  – начальная сила натяжения ремня без учета веса, Н;
- $E$  – модуль упругости ремня, Па;
- $\sigma_0$  – начальное нормальное напряжение в сечении ремня, Н;
- $\sigma_u$  – предел упругости ремня, Па;
- $f$  – коэффициент трения скольжения ремня со шкивом;

- $\mu$  – коэффициент трения скольжения во вращательной паре “вал шкива – опора”;
- $M_1, M_2$  – величина момента пары сил, приводящих в движение ведущий шкив 1, и пары сил полезного сопротивления (рабочей нагрузки), действующих на ведомый шкив 2 соответственно, Н м;
- $M_{01}, M_{02}$  – величина момента силы трения во вращательной паре “вал – опора” ведущего и ведомого шкива относительно оси вращения соответствующего шкива, Н м;
- $P_1, P_2$  – мощность момента  $M_1, M_2$  пары сил соответственно, Вт;
- $\eta$  – коэффициент полезного действия ременной передачи.

**2. Формулировка задачи**

Тяговая способность ремня и ременной передачи характеризуется экспериментальными графиками зависимостей относительного скольжения ремня и коэффициента полезного действия от коэффициента тяги передачи [2, с. 137, 138]. Задача состоит в разработке математической модели ременной передачи, позволяющей теоретически оценивать тяговую способность ремня и рациональный режим работы в зоне упругого скольжения.

**3. Кинематика ременной передачи**

Рассмотрим ременную передачу с ведущим шкивом 1 и ведомым 2 при неизменной нагрузке и равномерных вращениях шкивов. В соответствии с исследованиями Н. П. Петрова и Н. Е. Жуковского дуга охвата шкива ремнем состоит из участков сцепления и скольжения [2, с. 130].

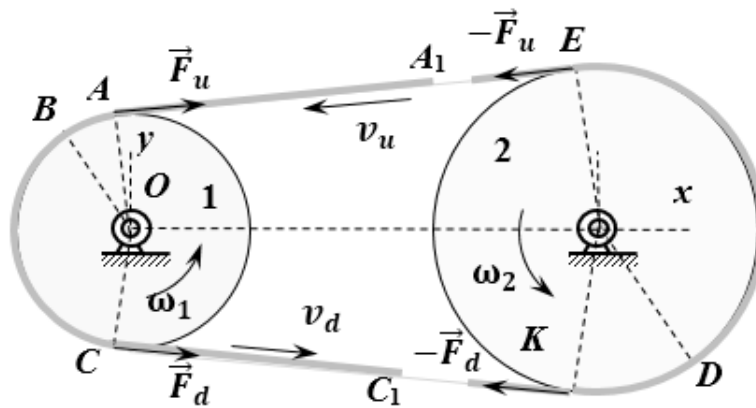


Рисунок 2. Ведущий 1 и ведомый 2 шкивы

Пусть точки  $A, C$  и  $K, E$  – концевые точки дуги охвата ремнем ведущего и ведомого шкива соответственно (рис. 2). На участках  $AB$  и  $KD$  набегания ремня на ведущий и ведомый шкив ремень не скользит по шкиву. Следовательно, скорость  $v_u$  точек участка  $AB$  ведущей ветви ремня равна скорости точки  $A$  равномерно вращающегося шкива. При этом скорости точек участка  $BC$  ремня, касающегося ведущего шкива, уменьшаются до  $v_d$  в точке  $C$  схода, то есть участок  $BC$  ремня «отстает» от шкива из-за укорочения и скользит по нему. Аналогичные условия должны соблюдаться на дуге  $KE$  ведомого шкива. Скорость  $v_d$  точки  $K$  ведомой ветви ремня при набегании на шкив равна скорости точки  $K$  шкива. При этом скорости точек участка  $DE$  ремня, касающихся шкива, увеличиваются до  $v_u$  в точке  $E$  схода, то есть участок  $DE$  ремня «опережает» шкив из-за удлинения:

$$\begin{cases} v_u = R_1\omega_1 \\ v_d = R_2\omega_2. \end{cases} \quad (1)$$

При буксовании ремня равенства (1) не соблюдаются.

Рассмотрим участок  $AC$  ремня, огибающий ведущий шкив. За время  $t$  его место займет участок  $AA_1$  длиной  $L_u$  ведущей ветви, а участок  $AC$  займет положение  $CC_1$  длиной  $L_d$  ведомой ветви:

$$L_u = v_u t; L_d = v_d t. \quad (2)$$

Участки  $AA_1$  и  $CC_1$  в разные моменты времени представляют один и тот же участок  $AC$  ремня и имеют длину  $l$  в недеформированном состоянии. Следовательно,

$$L_u = l(1 + \varepsilon_u); L_d = l(1 + \varepsilon_d). \quad (3)$$

Подставляя выражения для  $L_u, L_d$  из равенств (3) в равенства (2) и исключая время  $t$ , приходим к такому равенству:

$$\frac{v_u}{v_d} = \frac{1 + \varepsilon_u}{1 + \varepsilon_d}. \quad (4)$$

По определению,

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

или с учетом равенств (1), (4)

$$u = \frac{R_2}{R_1} \frac{1 + \varepsilon_u}{1 + \varepsilon_d}. \quad (5)$$

Формула (5) справедлива при отсутствии буксования ремня. Она доказывает, что передаточное отношение ременной передачи равно отношению радиусов ведомого и ведущего шкивов, умноженному на коэффициент пропорциональности, который не равен единице и зависит от относительных удлинений ведущей и ведомой ветвей ремня.

#### 4. Динамика шкива и ремня

Установим соотношения между величинами моментов  $M_1, M_2$ . Вес ремня учитывать не будем. Можно доказать, что он не влияет на работу движущих сил. Примем, что при неизменной нагрузке 1) вращения шкивов равномерные; 2) движение ремня установившееся; 3) ремень находится в упругом состоянии растяжения.

Выделим часть ремня, охватывающую ведущий шкив, как сплошную среду (рис. 3). Среда ограничена контрольной поверхностью, состоящей из цилиндрических внутренних и внешних поверхностей, двух боковых поверхностей, перпендикулярных оси вращения шкивов, и двух плоских радиальных поперечных сечений набегания и схода ремня. На контрольной поверхности действуют следующие силы: 1) равнодействующие  $\vec{F}_u, \vec{F}_d$  сил натяжения ведущей и ведомой ветви соответственно; 2) равнодействующая  $\vec{F}_1$  реакций ведущего шкива.

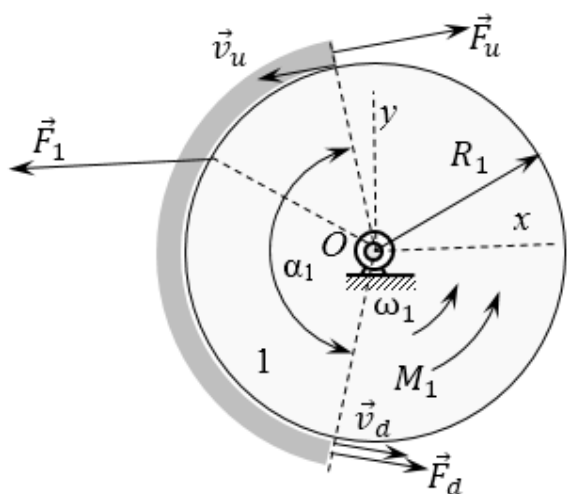


Рисунок 3. Ремень на участке обхвата и силы, действующие на него

При неизменном сопротивлении движение ремня как сплошной среды – установившееся. Полагая, что плотности и площади поперечного сечения ведомой ветви и ремня в ненапряженном состоянии отличаются незначительно, запишем уравнение сохранения масс в интегральном виде [3, с. 54]:

$$\rho_s v_d = \rho_u s_u v_u,$$

где  $\rho_u, s_u$  – плотности и площадь поперечного сечения ведущей ветви ремня.

Момент силы или количества движения материальной точки относительно оси шкива будем считать положительным, если при взгляде на рисунок сила или количество движения стремятся вращать шкив вокруг оси против хода стрелки часов. Уравнение моментов количества движения относительно оси O вращения шкива ремня на шкиве при установившемся движении запишем в интегральном виде [3, с. 54]:

$$\rho s (R_1 + \delta) v_d^2 - \rho_u s_u (R_1 + \delta) v_u^2 = M_O(\vec{F}_1) + (R_1 + \delta)(F_d - F_u)$$

или с учетом уравнения сохранения масс

$$\rho s (R_1 + \delta) (v_d^2 - v_u^2) = M_O(\vec{F}_1) + (R_1 + \delta)(F_d - F_u), \tag{6}$$

где  $M_O(\vec{F}_1)$  – величина момента силы  $\vec{F}_1$  относительно оси шкива.

Уравнение равномерного вращения шкива 1 представим в виде уравнения равновесия моментов сил относительно оси вращения:

$$M_1 - M_O(\vec{F}_1) - M_{01} = 0.$$

Следовательно, уравнение (6) можно записать так:

$$M_1 = \rho s (R_1 + \delta) (v_d^2 - v_u^2) + (R_1 + \delta)(F_u - F_d) + M_{01}$$

или

$$M_1 = \rho s (R_1 + \delta) (v_d^2 - v_u^2) + (R_1 + \delta) Es (\epsilon_u - \epsilon_d) + M_{01}. \tag{7}$$

Рассматривая участок ремня, охватывающий ведомый шкив, приходим к аналогичному уравнению:

$$M_2 = \rho s (R_2 + \delta) (v_d^2 - v_u^2) + (R_2 + \delta) Es (\epsilon_u - \epsilon_d) - M_{02}. \tag{8}$$

При неизменности общей длины ремня растяжение ведущей ветви «компенсируется» сжатием ведомой ветви, то есть уменьшение силы сжатия «компенсируется» увеличением силы растяжения:

$$F_u + F_d = 2F_0 \tag{9}$$

Или

$$Es (\epsilon_u + \epsilon_d) = 2F_0. \tag{10}$$

Найдем величины  $M_{01}, M_{02}$  моментов сил трения во вращательной паре ведущего и ведомого шкива. На ведущий шкив со стороны элемента  $ab$  ремня действует элементарная нормальная сила  $dN_1$  и элементарная сила  $dT_1$  трения сцепления, а на ведомый шкив – соответственно  $dN_2$  и  $dT_2$ . На вал ведущего шкива со стороны опоры действует элементарная сила, уравнивающая силу  $dN_1$  и элементарная сила  $dQ_1$  трения, а на вал ведомого шкива – силы  $dN_2, dQ_2$  (рис. 4).

По определению,

$$\begin{cases} M_{01} = \int_0^{\alpha_1} r_1 dQ_1 \\ M_{02} = \int_0^{\alpha_2} r_2 dQ_2. \end{cases} \tag{11}$$

Силы трения скольжения связаны с силами давления такими равенствами:

$$dQ_1 = \mu dN_1; dQ_2 = \mu dN_2.$$

Следовательно, формулы (11) можно переписать так:

$$\begin{cases} M_{01} = \mu \int_0^{\alpha_1} r_1 dN_1 \\ M_{02} = \mu \int_0^{\alpha_2} r_2 dN_2. \end{cases} \tag{12}$$

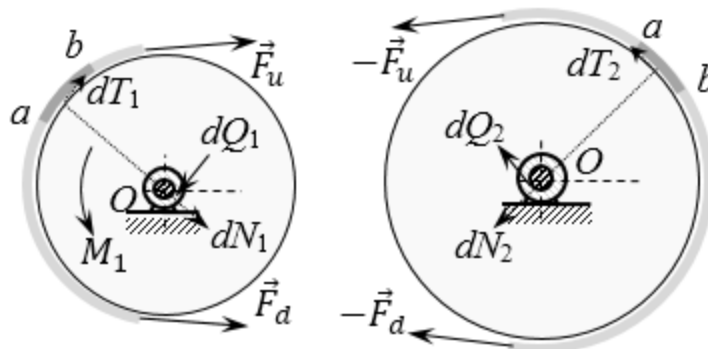


Рисунок 4. Элемент *ab* ремня на ведущем (слева) и ведомом (справа) шкиве

Установим связь между силами растяжения ремня и силами давления ремня на шкив.

Рассмотрим элемент *ab* ремня на ведущем шкиве с элементарным радиальным углом *da* (рис. 5). На него действуют силы растяжения  $\vec{F}$  и  $-\vec{F} + d\vec{F}$ , вес, нормальная и касательная составляющие реакции шкива, элементарные равнодействующие которых равны *dN* и *dT*. Приращение  $d\vec{F}$  вектора  $\vec{F}$  имеет проекцию  $dF_\tau$  на ось касательной к окружности шкива и проекцию  $dF_n$  на ось нормали к окружности шкива:

$$\begin{cases} dF_n = Fd\alpha \\ dF_\tau = dF. \end{cases}$$

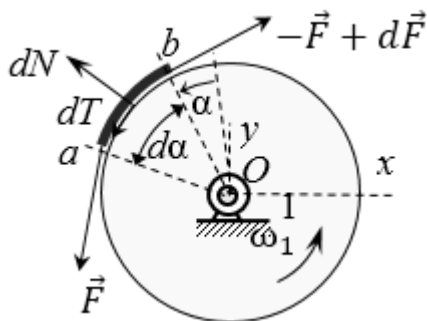


Рисунок 5. Элемент *ab* ремня и силы, действующие на него

Расчеты показали, что касательное ускорение точек ремня, обусловленное его деформацией, приводит к изменению сил натяжения ремня менее чем на 1% и им можно пренебречь. Вес ремня не влияет на работу движущих сил, и его также не будем учитывать. Рассмотрим предельный случай, когда скорость точки элемента ремня наибольшая и давление ремня на шкив наименьшее. Уравнения движения центра масс элемента *ab* ремня массы *dm* на ведущем шкиве в естественном виде [1] запишем так:

$$\begin{cases} 0 = dT - dF \\ \frac{v_u^2}{R_1 + \delta} dm = Fd\alpha - dN. \end{cases}$$

Проинтегрируем обе части уравнений по всем элементам *ab* ремня на дуге охвата ремня по окружности шкива 1:

$$\begin{cases} 0 = \int_0^{\alpha_1} dT - (F_u - F_d) \\ \rho s \alpha_1 v_u^2 \approx \frac{F_u + F_d}{2} \alpha_1 - \int_0^{\alpha_1} dN. \end{cases} \quad (13)$$

Формулы (12) с учетом равенств (9), а также (13) и аналогичных для ведомого шкива примут такой вид:

$$\begin{cases} M_{01} = \mu F_0 r_1 \alpha_1 - \mu r_1 \rho s \alpha_1 v_u^2 \\ M_{02} = \mu F_0 r_2 \alpha_2 - \mu r_2 \rho s \alpha_2 v_u^2. \end{cases} \quad (14)$$

По определению, условие отсутствия буксования ремня на ведущем шкиве можно записать так:

$$\int_0^{\alpha_1} dT \leq \int_0^{\alpha_1} f dN$$

или с учетом равенств (13)

$$F_u - F_d < f \alpha_1 (F_0 - \rho s v_u^2). \quad (15)$$

Условие отсутствия буксования для ведомого шкива выводится аналогично:

$$F_u - F_d < f \alpha_2 (F_0 - \rho s v_u^2). \quad (16)$$

Сцепление ремня с ведущим и ведомым шкивом характеризуется соответственно коэффициентом  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  запаса сцепления:

$$\begin{cases} \beta_1 = f \alpha_1 (F_0 - \rho s v_u^2) / (F_u - F_d) \\ \beta_2 = f \alpha_2 (F_0 - \rho s v_u^2) / (F_u - F_d). \end{cases} \quad (17)$$

Уравнения (4), (7), (8), (10) позволяют найти четыре неизвестные  $v_d$ ,  $\epsilon_d$ ,  $\epsilon_u$ ,  $M_1$ . Они справедливы при отсутствии буксования ремня.

Отметим, что искомые неизвестные являются константами, если момент пары сил нагрузки не изменяется. Если момент пары сил изменяется и задан как функция времени, то при малом моменте сил инерции шкивов четыре неизвестные  $v_d$ ,  $\epsilon_d$ ,  $\epsilon_u$ ,  $M_1$  определяются из тех же уравнений как функции от времени.

### 5. Алгоритм расчета

1. Задаем исходные данные:  $R_1$  [м];  $R_2$  [м];  $L$  [м];  $r_1$  [м];  $r_2$  [м];  $s$  [м<sup>2</sup>];  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>];  $\omega_1$  [рад/с];  $M_2$  [Н м];  $\sigma_0$  [Па];  $E$  [Па];  $\sigma_u$  [Па];  $f$ ;  $\mu$ .

2. Определяем углы охвата ремней, скорость точки ведущей ветви по формуле (1), начальной силы растяжения ремня и моментов холостого хода по формулам (14).

$$\alpha_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{R_2 - R_1}{L}; \alpha_2 = \pi + 2 \arcsin \frac{R_2 - R_1}{L};$$

$$v_u = R_1 \omega_1; F_0 = \sigma_0 s;$$

$$M_{01} = \mu F_0 r_1 \alpha_1 - \mu r_1 \rho s \alpha_1 v_u^2; M_{02} = \mu F_0 r_2 \alpha_2 - \mu r_2 \rho s \alpha_2 v_u^2.$$

3. Отмечаем, что три уравнения (4), (8), (10) содержат три неизвестные  $v_d$ ,  $\epsilon_u$ ,  $\epsilon_d$ . Они приводятся к кубическому уравнению относительно переменной  $z$ :

$$c_1 z^3 - c_2 z + c_3 = 0,$$

где  $z = \frac{v_d}{v_u}$ ,  $c_1 = \frac{\rho s v_u^2}{2}$ ;  $c_2 = c_1 + \frac{M_2 + M_{02}}{2(R_2 + \delta)} + F_0 + Es$ ;  $c_3 = F_0 + Es - \frac{M_2 + M_{02}}{2(R_2 + \delta)}$ .

4. Находим единственный корень  $z$  кубического уравнения на отрезке  $[0, 1]$  численным методом (например, методом Ньютона) и определяем скорость точки ведомой ветви ремня:  $v_d = v_u z$ .

5. Определяем неизвестные  $\epsilon_u$ ,  $\epsilon_d$  из уравнений (4), (10):

$$\epsilon_u = v_u \frac{2(Es + F_0)}{Es(v_u + v_d)} - 1; \epsilon_d = \frac{2F_0}{Es} - \epsilon_u;$$

6. Определяем силы натяжения и момент пары движущих сил из уравнений (7):  $F_u = Es \epsilon_u$ , Н;  $F_d = Es \epsilon_d$ , Н;

$$M_1 = \rho s (R_1 + \delta) (v_d^2 - v_u^2) + (R_1 + \delta) Es (\epsilon_u - \epsilon_d) + M_{01}, \text{ Н м.}$$

7. Проверяем условия (15), (16) отсутствия буксования:

$$F_u - F_d < f \alpha_1 (F_0 - \rho s v_u^2); \quad F_u - F_d < f \alpha_2 (F_0 - \rho s v_u^2).$$

8. Проверяем условие упругости ремня по среднему слою:  $E \epsilon_u \leq \sigma_u$ .

9. При выполнении условий в п. 7, 8 определяем угловую скорость ведомого шкива по формуле (1):  $\omega_2 = v_d / R_2$ , рад/с.

10. Определяем передаточное отношение по формуле  $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ .

11. Определяем мощности движущих сил и сил сопротивления:

$$P_1 = M_1 \omega_1; \quad P_2 = M_2 \omega_2.$$

12. Оцениваем коэффициент полезного действия ременной передачи:

$$\eta = P_2 / P_1.$$

13. Оцениваем относительное скольжение  $\xi$  ремня по формуле

$$\xi = \epsilon_u - \epsilon_d.$$

14. Оцениваем коэффициент  $\varphi$  тяги передачи по формуле  $\varphi = \frac{F_u - F_d}{2F_0}$ .

15. Оцениваем коэффициенты запаса сцепления по формулам (17).

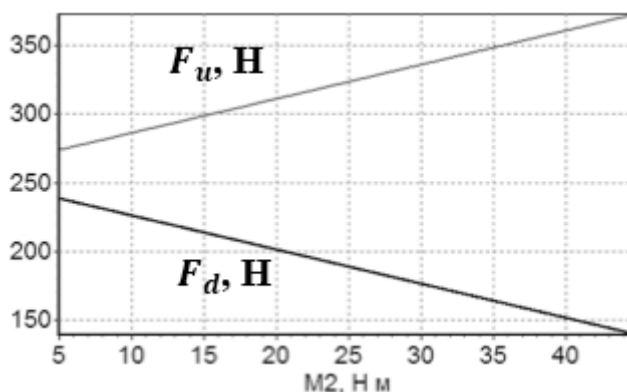
### 6. Анализ тяговых характеристик

Рассчитаем тяговые характеристики ременной передачи (табл. 1).

1. Исходные данные

| $R_1$ , м | $R_2$ , м | $L$ , м | $r_1$ , мм | $r_2$ , мм | $s$ , мм <sup>2</sup> | $\delta$ , мм | $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | $\omega_1$ , об/мин | $M_2$ , Н м | $\sigma_0$ , МПа | $E$ , МПа | $\sigma_u$ , МПа | $f$ | $\mu$ |
|-----------|-----------|---------|------------|------------|-----------------------|---------------|----------------------------|---------------------|-------------|------------------|-----------|------------------|-----|-------|
| 0,1       | 0,2       | 0,7     | 10         | 20         | 160                   | 2             | 1200                       | 800                 | 40          | 1,6              | 160       | 2,2              | 0,3 | 0,12  |

Расчет произведем по формулам алгоритма, полагая, что единицы измерения исходных данных приведены к системе СИ.



**Рисунок 6.** Зависимости силы растяжения ведущей  $F_u$  и ведомой  $F_d$  ветви ремня от момента  $M_2$

Сила растяжения и относительное удлинение ведущей ветви ремня увеличиваются, а ведомой – уменьшаются с увеличением момента пары сил нагрузки (рис. 6). При этом коэффициент  $\varphi$  тяги и относительное скольжение возрастают (рис. 7, слева).

Коэффициент полезного действия передачи увеличивается с увеличением момента пары сил нагрузки от 5 до 40 Н м и увеличении коэффициента тяги (рис. 7, справа).

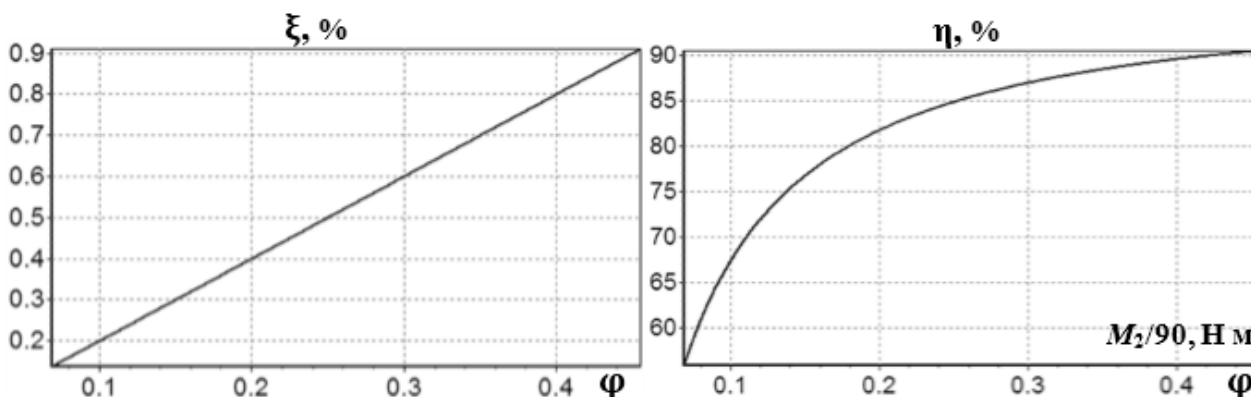


Рисунок 7. Зависимости относительного скольжения (слева) и коэффициента полезного действия передачи (справа) от коэффициента тяги и  $M_2$

С увеличением нагрузки коэффициент  $\beta_1$  запаса сцепления ремня с ведущим шкивом и  $\beta_2$  с ведомым шкивом уменьшаются (рис. 8, слева).

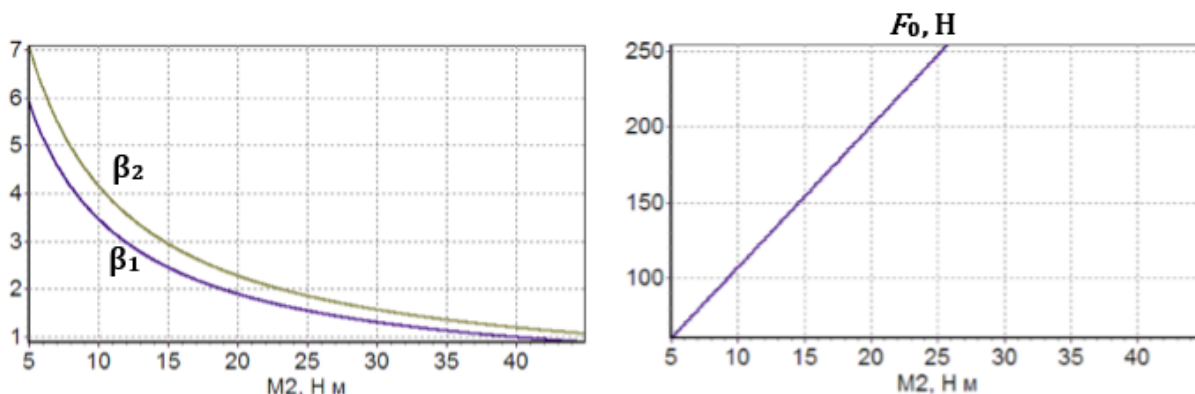


Рисунок 8. Зависимости коэффициентов запаса сцепления (слева) и силы натяжения ремня при коэффициенте  $\beta_1$  запаса сцепления 1,5 (справа) от момента  $M_2$

При этом

При уменьшении коэффициента запаса сцепления на одном из шкивов до 1 эффективность ременной передачи возрастает. Коэффициент полезного действия достигает максимума при такой нагрузке и тяге, когда коэффициент запаса сцепления на одном из шкивов уменьшится до минимально допустимого.

Чтобы поддерживать заданный коэффициент запаса сцепления, при повышении нагрузки силу натяжения ремня необходимо регулировать, увеличивая ее прямо пропорционально моменту пары сил нагрузки (рис. 8, справа).

Рассмотрим вариант модели, когда в исходных данных вместо начальной силы натяжения ремня или начального нормального напряжения  $\sigma_0$  в сечении

ремня задано значение  $\beta$  коэффициента запаса сцепления ( $\beta \geq 1$ ). Тогда равенство (10) с учетом (17) можно переписать так:

$$Es(\epsilon_u + \epsilon_d) = 2 \left( \rho s v_u^2 + \beta \frac{\epsilon_u - \epsilon_d}{f \alpha} \right), \quad (18)$$

где  $\alpha = \begin{cases} \alpha_1, & \text{если } R_1 \leq R_2 \\ \alpha_2, & \text{если } R_1 > R_2. \end{cases}$

Уравнения (4), (7), (8), (18) позволяют найти четыре неизвестные  $v_d$ ,  $\epsilon_d$ ,  $\epsilon_u$ ,  $M_1$ . Начальная сила натяжения ремня определяется по формуле (10):

$$F_0 = \frac{1}{2} Es(\epsilon_u + \epsilon_d).$$

Как показали расчеты, если коэффициент запаса сцепления на одном из шкивов равен 1, то есть дуги

упругого скольжения и охвата шкива ремнем совпадают, то справедлива формула Эйлера без учета «вклада» сил инерции, деформации и толщины ремня:  $F_u/F_d \approx e^{f\alpha}$ .

Снижение модуля упругости ремня в процессе эксплуатации приводит к ухудшению характеристик передачи (рис. 9).

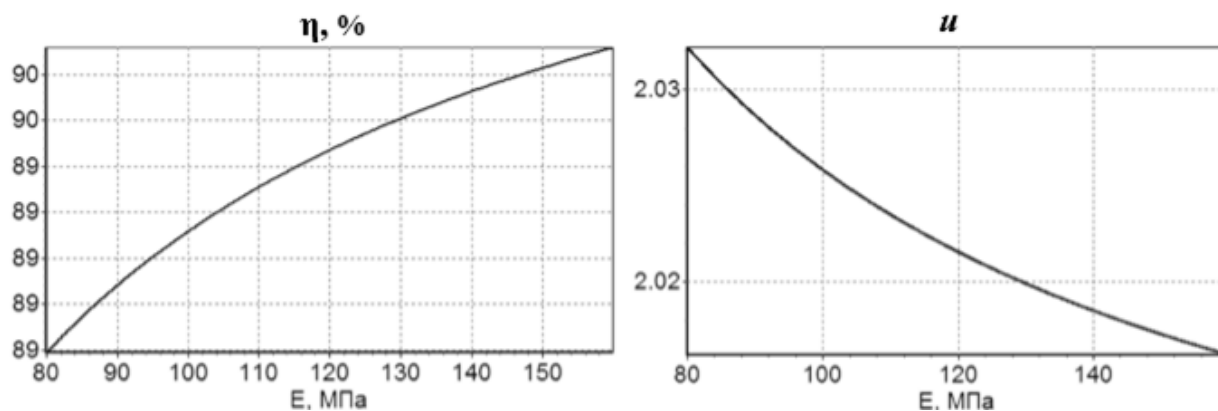


Рисунок 9. Зависимости коэффициента полезного действия передачи (слева) и передаточного отношения (справа) от модуля упругости ремня

При снижении эксплуатационных характеристик ремня дополнительное растяжение позволяет уменьшить коэффициент запаса сцепления и увеличить коэффициент полезного действия передачи.

#### Выводы

1. Компьютерная модель ременной передачи позволяет оценить тяговые характеристики ремня.
2. В режиме отсутствия буксования ремня эффективность ременной передачи возрастает при умень-

шении коэффициента запаса сцепления. Коэффициент полезного действия достигает максимума при такой нагрузке, когда коэффициент запаса сцепления на одном из шкивов уменьшится до минимально допустимого.

3. Чтобы поддерживать заданный коэффициент запаса сцепления, при изменении нагрузки силу натяжения ремня целесообразно регулировать.

#### Список литературы:

1. Белов.М.И. , Пылаев Б.В. Теоретическая механика. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2016. – 336 с. / [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=556474> (дата обращения 12.05.2017).
2. Гузенков П. Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 352 с
3. Седов Л. И. Механика сплошной среды. том II. Учебник. – М.: Наука, 1976. – 574 с.