

8.2. Ремъчни предавки

8.2.1. Същност, предназначение и видове.

Ремъчните предавки служат за предаване на механична енергия от един вал на друг посредством ремък, като се използва триенето. Максималното предавателно отношение, което може да се осъществи чрез плоско-ремъчна предавка (открита, отворена) е $i=8$.

Ремъчната предавка се състои от водеща и водима шайби и ремък, опасващ ремъчните шайби, като ремъкът е предварително опънат за създаване на необходимата сила на триене за предаване на периферна сила / фиг.8.11/.

Ремъчните предавки се използват основно за:

- задвижване на машини с помощта на електродвигатели с малка и средна мощности;
- за задвижване на електрически генератори, в климатичните системи на транспортните средства, селскостопански и други машини.

Класификацията на ремъчните предавки може да се извърши по различни признаци:

А. По вид на ремъка / виж фиг.8.11/:

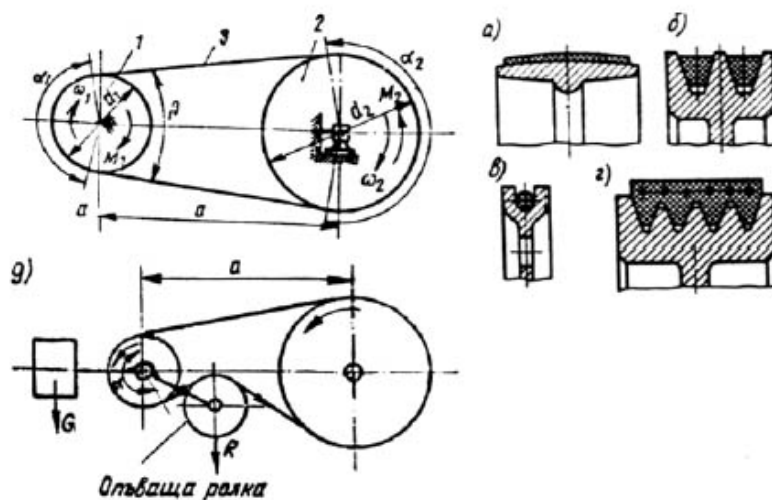
- плосък ремък;
- клинов ремък /равнобедрен трапец/;
- двойно трапецовиден /шестоъгълник/ за задвижване на повече валове и в различни посоки на въртене;
- объл /кръгъл/ ремък;
- поликлинов / съчетани от плосък и няколко клинови ремъка;
- зъбен ремък / за предаване на движението без преплъзване/.

Б. Според посоката на въртене на валовете на предаката- при еднаква –отворена предавка; при противоположна-кръстосана предавка /фиг. 8.12/.

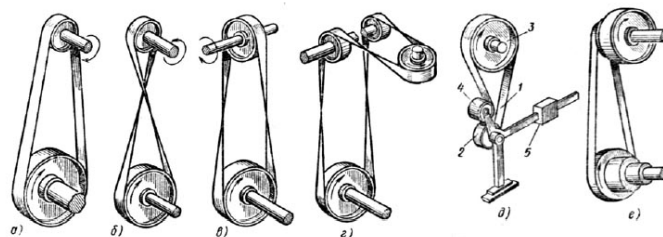
В. По брой на задвижваните валове-един или няколко вала.

Най-голямо приложение в машините имат клиновите и плоските ремъци.

Плоските ремъци се използват заради минималните напрежения на огъване на ремъка при преминаването му през зоната на опасване на



Фиг.8.11. Ремъчни предавки
а-с плосък ремък; б-с клиновиден ремък; в-с объл/кръгъл/ ремък; г-с поликлинов ремък; д- с опъваща ролка



Фиг.8.12. Схеми на ремъчна предавка
а-права /отворена/; б-кръстосана; в-полу-кръстосана; г-ъглова; д- с опъваща ролка; е-с със стъпални ремъчни шайби

ремъчните шайби /за високи скорости 30-50 м/с и при изискване за плавност на движението/. Плоските ремъци имат правоъгълно сечение с широчина b , значително по-голяма от височината δ (дебелина на ремъка). Материалът и видът на ремъка се избират в зависимост от условията на работа на предавката. За средно-скоростни предавки най-голямо приложение намират плоските гумено-текстилни ремъци (БДС 1073-74). За скоростни и високо-скоростни предавки се използват синтетични безкрайни ремъци, специални копирени и ленени ремъци.

Клиноремъчните предавки намират все по-голямо приложение и постепенно изместват плоскоремъчните предавки, особено при предавки с по-малки междуосови разстояния. Това се дължи на факта, че ремъците имат трапецовидно сечение, страничните наклонени страни на което служат за работни. Поради това ремъчните шайби се изработват със специален венец, набразден с трапецовидни канали (един, два или повече), в които се полагат ремъците. Следователно при еднакво предварително опъване чрез клиноремъчната предавка може да се предаде по-голяма мощност и да се осъществи по-голямо предавателно отношение, отколкото с плоско ремъчна предавка. За сметка на това ремъкът има по-малка дълготрайност, а предавката – по-малък к.п.д.

Клиноремъчните предавки се използват най-изгодно за малки между-осови разстояния при валове с успоредни оси. Особено е подходяща за осъществяване на индивидуално задвижване на работни машини. Предавателното отношение, което може да се реализира, е в границите от 1...10 при скорост на ремъка за стандартизираните профили Z , A , B и C - 25 м/с, а за профилите D и E – до 30 м/с, (БДС 8717 – 79).

Клиновите и поликлиновите ремъци се използват главно заради повишената теглителна способност. Те са с универсално предназначение и техните преимущества се изявяват при малки междуосови разстояния, при големи предавателни отношения и при предаване на движение на няколко шайби.

Зъбните ремъци съчетават положителните качества на зъбните предавки /постоянство на предавателното отношение / и тези на ремъчните предавки.

Предимствата на ремъчните предавки в сравнение със зъбните предавки са:

- работят плавно и безшумно
- предпазват механизмите от резки колебания в натоварването и от претоварване.
- предават големи мощности на разстояние.
- имат проста конструкция и обслужване и ниска себестойност.

Ремъчните предавки имат и някои недостатъци:

- предавателното отношение е непостоянно поради наличие на приплъзване;
- натоварването на валове е по-голямо;
- габаритите са по-големи;
- трайността на ремъка е сравнително малка от 1000 до 5000 часа.

До появата на синтетичните ремъци допустимата предавана мощност е била $\leq 50\text{kW}$ Сега ремъчните предавки могат да предават до 3000 kW.

8.2.1. Геометрия и кинематика на ремъчните предавки.

А. Геометрични елементи и геометрично изчисляване на ремъчните предавки.

При проектирането на ремъчните предавки обикновено междуосовото разстояние a и диаметрите d_1 и d_2 на шайбите са известни. Трябва да се определи дължината на ремъка и ъгълът на обхвата α_1 на малката ремъчна шайба.

Проектната дължина на ремъка се определя както при верижната предавка като сума от праволинейните участъци и дъгите на обхвата /виж фиг. 8.9 –т.8.1 “Верижни предавки” и формула 8.3/.

$$L \approx 2a + \frac{d_2 + d_1}{2} \pi + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2a} \quad (8.8)$$

Клиновите и поликлиновите ремъци се произвеждат безкрайни и дължините им са стандартизирани. След определяне на проектната дължина на ремъка последната трябва да бъде закръглена до най-близката стандартна стойност.

Ъгълът на обхвата за малката шайба / виж фиг. 8.9 – т.8.1 “Верижни предавки”/

$$\alpha_1 = 180 - 2\beta \quad (8.9)$$

като β се определя от израза

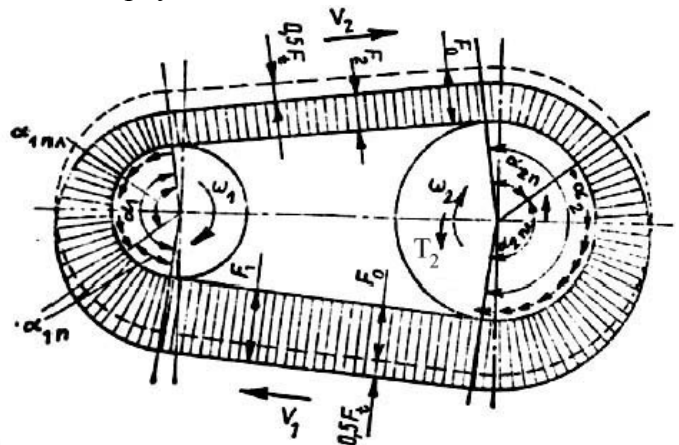
$$\beta = \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

Б. Видове плъзгане. Ъгли на обхващането, на плъзгането и на относителен покой. Коефициент на преплъзване.

За да може да функционира правилно ремъчната предавка, независимо от вида на ремъка и шайбите ѝ, трябва да се създадат достатъчно големи сили на триене, които са в състояние да преодолеят работното съпротивление, приложено върху задвижвания вал. Това е възможно, когато ремъкът е опънат предварително с подходяща сила F_0 .

Натоварването на ремъка, когато предавката е в покой или се движи, без да е натоварена (на празен ход), е показано с прекъсната линия на фиг.8.13.

Когато върху задвижвания вал е приложен съпротивителен момент T_2 , силите в двата клона на ремъка се изменят и новата силова картина е показана на същата фигура с пълтна линия. От нея се вижда, че върху задвижващата шайба силата на опън постепенно намалява, а върху



Фиг.8.13. Натоварване на ремъка при празен и работен ход

задвижваната – постепенно нараства. Тъй като деформацията на ремъка е приблизително пропорционална на силата на опън, на задвижващата шайба, разтегнатият ремък започва да се скъсява и пълзи по шайбата като изостава от нея. На задвижваната шайба – обратно, ремъкът постепенно се удължава, приплъзва по нея, като я изпреварва. Това приплъзване по шайбите е неизбежно поради еластичността на ремъка и се нарича еластично приплъзване. При нормално работеща предавка то не се проявява по цялата обхватна повърхнина от ремъка, а съществува дъга на приплъзване, отговаряща на централен ъгъл $\alpha_{пл}$ (фиг.8.13). Останалата част от контактната дъга е дъга на покой и съответният ѝ ъгъл е $\alpha_{п}$. С нарастване на външното натоварване дъгата на приплъзване също нараства за сметка на дъгата на покой. При претоварване еластичното приплъзване прераства в буксуване, т.е. $\alpha_{пл} = 0$.

Поради приплъзването на ремъка върху ремъчните шайби периферните скорости

$V_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}$ и $V_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2}$ няма да бъдат равни. Отношението

$$\psi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \leq 1 \quad \Rightarrow V_2 = V_1 (1 - \psi) \quad (8.10)$$

ψ се нарича *коэффициент на приплъзване* и се изменя от 0,01 до 0,03.
Реалното предавателно отношение получава вида.

В. Предавателно отношение и неговото изменение.

Периферните скорости на съответните шайби /клонове на ремъчната предавка/с отчитане на дебелината на ремъка / за ремъчна предавка с плосък / ремък са

$$V_1 = \omega_1 \frac{d_1 + \delta}{2} \text{ и } V_2 = \omega_2 \frac{d_2 + \delta}{2}$$

Като се заместят тези изрази в(8.10) се получава

$$\psi = 1 - \frac{V_2}{V_1} = 1 - \frac{d_2 + \delta}{d_1 + \delta} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

откъдето се определя предавателното отношение на ремъчната предавка

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 + \delta}{d_1 + \delta} \cdot \frac{1}{1 - \psi} \quad (8.11)$$

Тъй като приплъзването при нормална работа е незначително, на практика то може да се пренебрегне. Освен това дебелината на ремъка δ е много малка в сравнение с диаметрите d_1 и d_2 , следователно за практическо определяне на предавателното отношение на ремъчна предавка мо да се използва изразът

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx \frac{d_2}{d_1} \quad (8.12)$$

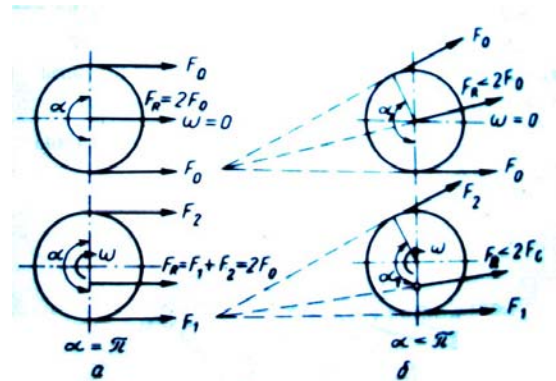
8.2.2. Товароносимост на ремъчните предавки.

Различните видове ремъчни предавки имат общи силови и деформационни характеристики, затова ще бъдат разгледани общо, като при избиране на ремъка за всеки вид ремъчна предавка ще се отчитат нейните особености.

А. Сили в ремъчната предавка. Натоварване на валове.

Необходимото условие за работата на ремъчната предавка, т.е. за предаване на въртящ момент (мощност) е създаването на *сили на триене* между ремъка и шайбите. Това се осъществява чрез предварително опъване на ремъка, така, че при покой и при празен ход на предавката задвижващият и задвижваният клонове на ремъка да бъдат еднакво опънати със сила F_0 / фиг.8.14/.

При прилагане на въртящ момент настъпва преразпределение на опъването в клоновете на ремъка: опъването в задвижващия клон се увеличава до F_1 , а в задвижвания - намалява до от F_0 на F_2 .



Фиг.8.14. Натоварване на валове
а-за ремъчна предавка с успоредни клонове
при $\alpha = 180^\circ$] б-при $\alpha < 180^\circ$

От моментното условие за равновесие на задвижващата шайба при работа / като се пренебрегне центробежната сила/ следва

$$(F_1 - F_2) \frac{d_1 + \delta}{2} = T_1 \quad \Rightarrow F_1 - F_2 = F_t = \frac{2T_1}{d_1 + \delta} \quad (8.13)$$

където F_1 и F_2 са силите съответно в опънатия и отпуснатия клон на ремъка; T_1 - моментът на задвижваща шайба; F_t е периферната полезна сила / $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$.

Предполага се, че важи закона на Хук и при преминаване от покой в работа удължаването на опънатия клон на ремъка е равно на скъсяването на отпуснатия му клон, тъй като общата дължина на ремъка не се е изменила. Тогава за хоризонталната предавка / $\alpha = 180^\circ$ / равнодействащата на успоредните и еднопосочни сили при покой и при работа има една и съща големина:

$$F_R = F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (8.14)$$

При покой директрисата и преминава през центъра на шайбата, а при работа тя е успоредно изместена към по- голямата ремъчна сила F_1 /фиг. 8.14а/.

За предавка с ъгъл на обхвата $\alpha < 180^\circ$ равнодействащата на ремъчните сили F_1 и F_2 се определя с тяхната векторна сума /фиг. 8.14б/. При покой директрисата и също преминава през центъра на шайбата. И в двата случая големината и е $F_R < 2F_0$. Следователно валът и лагерите са по-натоварени при предавка с $\alpha = 180^\circ$. За този по- застрашен случай е валидна следната зависимост - $F_R = 2F_0 = 3F_t$ / при $\alpha = \pi$ и коефициент на триене $\mu = 0,22$ /. За да се осигури предавката срещу буксуване предавката се изчислява с натоварване $F_R = (4...6)(F_1 - F_2) = (4...6)F_t$.

Б. Напряжения в ремъците при работа на ремъчната предавка.

При работа на предавката в опънатия и отпуснатия клонове на ремъка възникват напряжения на опън /фиг. 8.15/

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \text{ и } \sigma_2 = \frac{F_2}{A} \quad (8.15)$$

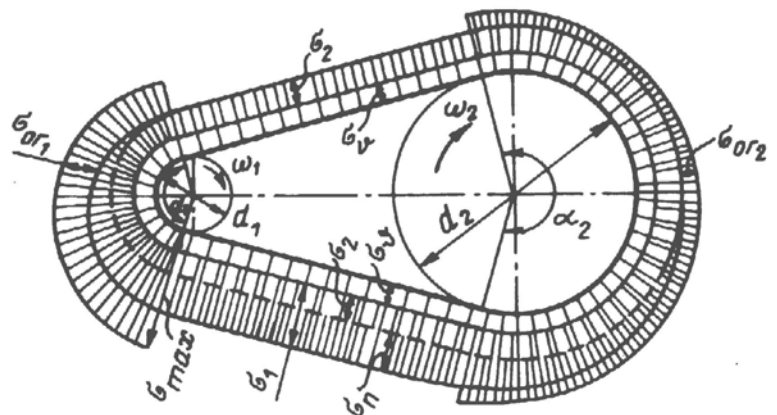
където A е площта на напречното сечение на ремъка.

При преминаване на ремъка покрай ремъчните шайби възникват центробежни сили, които пораждат напряжения на опън в ремъка

$$\sigma_v = 10^{-6} \gamma \cdot v \quad (8.16)$$

където γ е плътност на материала на ремъка.

В ремъка възникват и напряжения на огъване, които зависят от диаметъра на шайбата и дебелината на ремъка



Фиг.8.15. Напряжения в ремъка

$$\sigma_{ог} = E \frac{\delta}{d} \quad (8.17)$$

където E – модул на линейна деформация за материала на ремъка.

Напрежението от предварителното опъване на ремъка

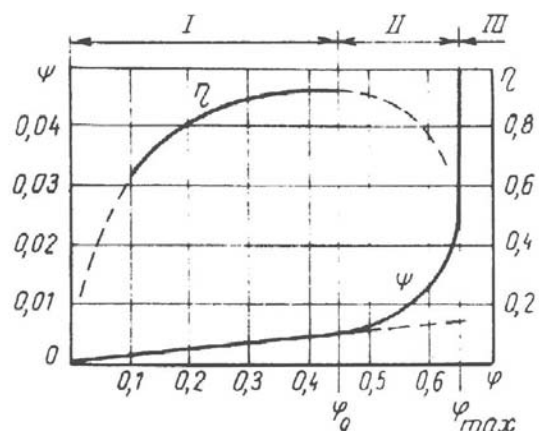
$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (8.18)$$

В. Коефициент на теглене и теглителна характеристика на ремъчните предавки.

Коефициентът на теглене се определя от израза

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2} = \frac{F_t}{2F_0}$$

С него се построява теглителната характеристика, като по абсцисната ос се нанася φ , а по ординатната ос – коефициентът на приплъзване ψ /фиг.8.16 /.



Фиг.8.16. Теглителна характеристика на ремъчна предавка