



**СОФИЙСКИ УНИВЕРСИТЕТ „СВ.КЛИМЕНТ ОХРИДСКИ“  
ФИЗИЧЕСКИ ФАКУЛТЕТ**

**Учебно пособие**  
**Записки на лекции по Техническа механика**

**Част 2**  
**Механизми и машинни елементи**

Лекционни записки за студентите от специалности „Инженерна физика“  
и „Ядрена техника и ядрена енергетика“  
на Физически Факултет към Софийския Университет  
„Св. Климент Охридски“

доц.д-р К. Стаевски  
доц.д-р Й. Иванова  
Катедра „Ядрена техника и ядрена енергетика“  
Физически Факултет

2015 г.



## СЪДЪРЖАНИЕ

### 1. Съединения

- 1.1. Пресови съединения
- 1.2. Нитови съединения
- 1.3. Заваръчни съединения
- 1.4. Съединения чрез спояване
- 1.5. Съединения чрез залепване
- 1.6. Съединения чрез влагане
- 1.7. Резбови съединения
- 1.8. Шпонкови съединения
- 1.9. Шлицови /зъбни/ съединения
- 1.10. Щифтови съединения

### 2. Елементи на въртеливото движение

- 2.1. Оси и валове
- 2.2. Лагери
- 2.3. Съединители

### 3. Механични предавки

- 3.1. Основни понятия и класификация
- 3.2. Характеристики на механичните предавки
- 3.3. Зъбни предавки
- 3.4. Фрикционни /триещи/ предавки
- 3.5. Верижни предавки

### 4. Механизми

- 4.1. Основни сведения за механизмите
- 4.2. Кинематичен анализ на механизмите
- 4.3. Общи сведения и кинематични изследвания на някои механизми

## Глава 1

### СЪЕДИНЕНИЯ



Свързването на два или повече машинни елемента се нарича съединение. В зависимост от това, дали е възможно или не е възможно относително движение на свързаните елементи, съединението се нарича подвижно или неподвижно. Тук се разглеждат само неподвижните съединения.

Неподвижните съединения се подразделят на неразглобяеми и разглобяеми съединения.

Неразглобяемите съединения са тези, при които разделянето на участващите в съединението елементи изисква тяхното или на свързващия ги елемент разрушаване /повреждане/. Към тази група се отнасят: пресовите, нитовите и заваръчни съединения, както и съединенията, осъществени чрез спояване, залепване и влагане.

Разглобяемите съединения позволяват многократно разглобяване и сглобяване на съединените елементи без тяхното повреждане или разрушаване. Към тази група се отнасят: резбовите, шпонъчните, шлицовите, щифтовите, профилните, байонетните и др. съединения.

Изборът на типа на съединението зависи от предявените към него технологични, якостни, конструктивни, експлоатационни, икономични и други изисквания.

#### 1.1.ПРЕСОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

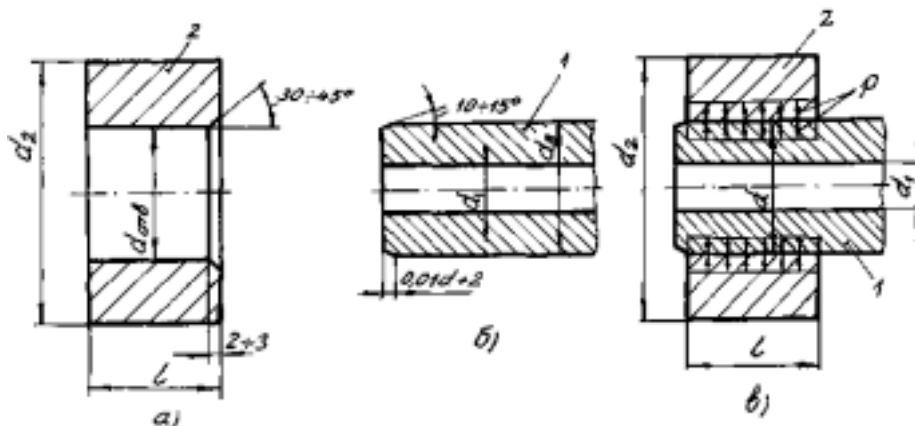
##### 1.1.1. Основни понятия

При пресовите съединения частите се свързват така, че между тях да съществува определена стегнатост. Тези съединения се прилагат предимно при цилиндрични детайли, като единият от тях има формата на вал 1, а другият - формата на втулка с отвор 2, така че диаметърът на вала е винаги по-голям от При последните два начина се получава по-здраво съединение, отколкото при пресоването. Това се обяснява с увеличените сили на сцепление между неравностите на допиращите се повърхнини, които при пресоването се заглаждат.

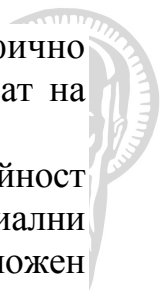
В резултат на съществуващата предварителна стегнатост

/1.1/

$$S = d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}$$



фиг. 1.1



между допирните повърхнини на съединяваните части възниква специфично налягане  $p$  /фиг.1.1в/, предизвикващо сили на триене, която се съпротивляват на относително преместване на детайлите под действие на външното натоварване.

Предимствата на пресовите съединения са: могат да предават големи по стойност и ударни по характер натоварвания; проста конструкция; не изискват специални закрепващи детайли; осигуряват добро центриране. Недостатъците им са: сложен монтаж; зависимост на носещата способност на съединението от големината на стегнатостта, коефициента на триене и работната температура, които могат да се изменят в широки граници.

## 1.1.2. Пресмятане на пресовите съединения

Връзката между пресмятаната стегнатост  $S$  и създаденото специфично налягане  $p$  в пресовото съединение /фиг.1.1в/ се определя с формулата на Ламе

$$/1.2/ \quad S = pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)$$

В нея  $S$  е минималната пресмятана стегнатост;  $p$  е специфичното налягане в контактната цилиндрична повърхнина;  $d$  е номинален диаметър на съединението, а  $C_1$  и  $C_2$  са коефициенти. Те се определят от зависимостите:

$$/1.3/ \quad C_1 = \left( \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \right) \text{ и}$$

$$/1.4/ \quad C_2 = \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} + \mu_2 \right).$$

В /1.3/ и /1.4/  $d_1$  е диаметър на отвора на вада /за вал с кръгово напречно сечение  $d_1 = 0$ /;  $d_2$  е външен диаметър на втулката;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $E_1$  и  $E_2$  са съответно коефициенти на Поасон и модули на линейната деформация на материала на свързваните части.

При образуване на пресово съединение чрез пресоване микроповърхнините на допирните повърхности, получени при обработката им, се заглеждат, което води до намаляване на стегнатостта, пресметната с уравнение /1.2/. Ето защо необходимата стегнатост се определя с израза

$$/1.5/ \quad S_{\text{необх}} = S + 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

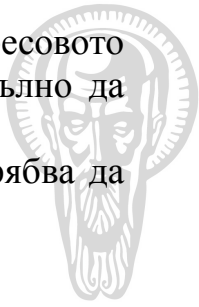
където  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  са средните височини на грапавините на свързваните части, зависещи от начина на обработването на допирните повърхности.

С помощта на таблиците за неподвижни сглобки се подбира такава сглобка, чиято най-малка стегнатост да бъде равна или по-малка от необходимата

$$/1.6/ \quad S_{\text{min},T} \leq S_{\text{необх}}$$

Най - често приложение за пресовите съединения намират следните неподвижни сглобки:  $\frac{H7}{r5}$ ,  $\frac{H7}{r6}$ ,  $\frac{H7}{s6}$ ,  $\frac{H7}{u7}$ .

След избора на сглобката е желателно да се извърши якостна проверка на съединените части, тъй като при голяма максимална стегнатост могат да възникнат недопустими напрежения на опън във втулката и на натиск във вала.



Необходимото специфично налягане  $p$  в допирната повърхност на пресовото съединение се определя от условието предизвиканите сили на триене напълно да противодействат на външното натоварване.

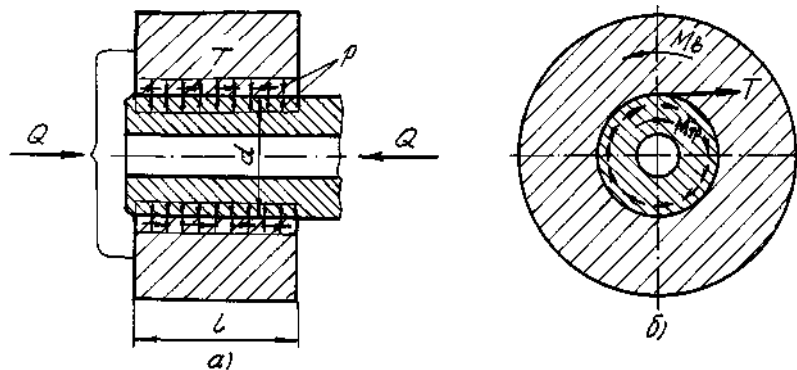
При натоварване на пресовото съединение с осова сила  $Q$  /фиг. 1.2а/ трябва да бъде спазено условието

$$/1.7/ \quad Q \leq T = f p \pi d l,$$

откъдето

$$/1.8/ \quad p \geq \frac{Q}{f \pi d l}.$$

В /1.8/  $f$  е коефициент на триене при плъзгане;  $d$  е номинален диаметър, а  $l$  е дължина на общата част на съединението, която обикновено се приема равна на  $1 \div 1,5/d$ .



фиг. 1.2

При натоварване на пресовото съединение с въртящ момент  $M_b$  /фиг.1.2б/ трябва да бъде спазено условието:

$$/1.9/ \quad M_b \leq M_{tr} = T d / 2 = f p \pi d^2 l / 2,$$

откъдето

$$/1.10/ \quad p \geq \frac{2 M_b}{f \pi d^2 l}$$

При едновременно действие на осова сила  $Q$  и въртящ момент  $M_b$  /фиг.1.2/ пресмятането се осъществява чрез т.нар. приведена осова сила, изчислена с помощта на израза

$$/1.11/ \quad Q_{пр} = \sqrt{\left(\frac{M_b}{d/2}\right)^2 + Q^2}$$

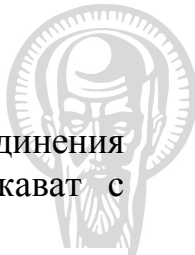
В този случай трябва да бъде спазено условието

$$/1.12/ \quad Q_{пр} \leq T = f p \pi d l,$$

откъдето

/1.13/

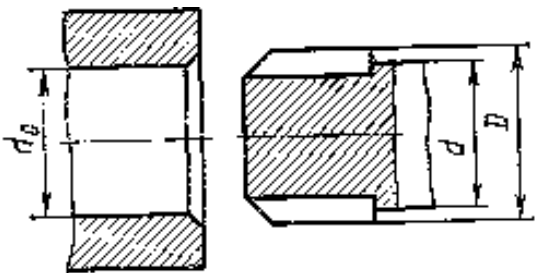
$$p \geq \frac{Q_{np}}{f\pi dl}.$$



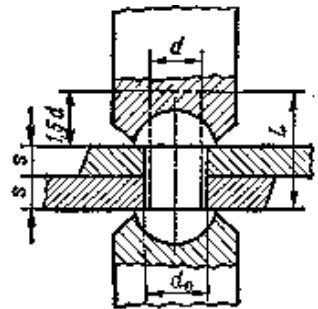
Обикновено за по-голяма сигурност при работа на пресовите съединения получените стойности на  $p$  от изразите /1.8/, /1.10/ и /1.13/ се умножават с коефициенти  $K = 1,5 \div 2$ .

В уредостроенето при малки размери по-икономични се оказват пресоци съединения с накатка, наречени рифелни /фиг.1.3/. Най-често втулката има гладък отвор, а валът, който се изработва от по-твърд материал, се накатява /назъбва/ с триъгълни шлицове /издатыци/.

В процеса на пресоването материалът на втулката се деформира пластично и запълва впадините на вала. Рифелните съединения не осигуряват добро центриране на съединените части и поемат малки осови сили. Ето защо при действие на осови сили частите трябва да се осигуряват в осово направление. Тези съединения не изискват голяма точност и гладки повърхности, имат лек монтаж.



фиг. 1.3



фиг. 1.4

## 1.2. НИТОБИ СЪЕДИНЕНИЯ

### 1.2.1 Основни понятия

Нитовите съединения се употребяват за съединяване на детайли, от листов или лентов материал, а така също и от фасонни профили.

Те се образуват с помощта на нит, представляващ цилиндрично тяло с диаметър  $d$  и дължина  $L$ , единият край на който завършва с полусферична глава /фиг. 1.4/. Стеблото на нита се поставя в пробитите отвори на съединяваните части с диаметър,  $d_0 = d + (2 \div 3)$ , така че главата с помощта на специален държател да се притиска плътно към детайлите. В процеса на занитване оставащата отвън част на стеблото чрез пластична деформация се преобразува в т.нар. затваряща глава.

Занитването може да се извърши на студено или на горещо. Студено занитване се допуска за нитове от мед, алуминий, месинг и стоманени нитове с диаметри на стеблото до 12mm.

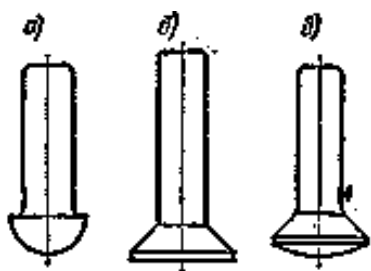
В последно време нитовите съединения в значителна степен се изместват от заваръчните съединения. Като недостатъци на нитовите съединения могат да се посочат следните: сравнително голям разход на метал, значителна трудоемкост и по-висока цена. Поради това, че тези съединения са по-стабилни и контролът е по-прост и надежден, те намират приложение в някои отговорни конструкции в областта на самолетостроенето, корабостроенето и др., които са подложени на



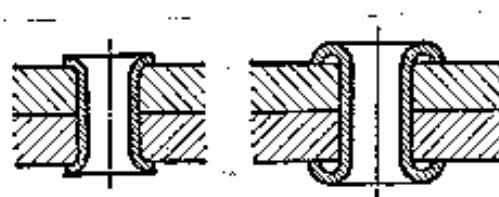
интензивни вибрационни, циклични и ударни натоварвания. Нитовите съединения се употребяват също така и в конструкции, недопускащи заваряване, поради опасност от изкривяване на детайлите, нарушаване при термообработката или при детайли, изработени от незаваряеми материали.

## 1.2.2. Видове нитове и нитови шевове

Основните видове нитове, показани на фиг.1.5, са стандартизирани. Те се различават по формата на главата. Най-разпространени са нитовите с полусферична глава /фиг.1.5а/. В случаите, когато не се допускат подаващи се навън от детайлите глави, се използват нитове със скрита глава /фиг.1.5б/. Нитовите с полускрита глава /фиг. 1.5в/ се подават само малко над повърхността на елемента. Освен тези нитове за съединяване на тънколистови и неметални детайли се използват специални видове тръбни нитове /фиг.1.6/.



фиг. 1.5

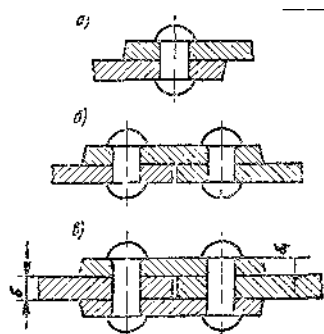


фиг. 1.6

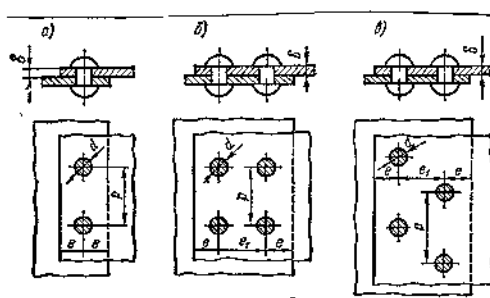
Материалът, от който се изработват нитовите трябва да бъде ковък, пластичен, да има достатъчна якост и по възможност същата структура, както материала на свързващите елементи. Най—подходящи материали за нитове са нисковъглеродните стомани Ст2 и Ст3, медта и алуминият. Изборът на материала за нитовите зависи от вида на материала и характера на конструкцията на съединяваните детайли.

Съединяването на детайлите посредством група от нитове се нарича нитов шев. Според предназначението си шевове биват здрави, от които се изисква само якост /например при греди, ферми и др./ и здравоплътни - освен якост трябва да осигуряват и херметичност на конструкцията /например при резервоари за течности и газове/.

Според разположението на свързваните части нитовите съединения биват: съединения с припокриване /фиг.1.7а/, съединения с една лента /фиг.1.7б/ и съединения с две ленти /фиг.1.7в/.



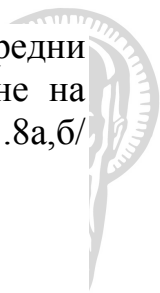
фиг. 1.7



фиг. 1.8

Според броя на сеченията, в които нитовото стъбло е подложено на срязване, различаваме едносрезни /фиг.1.7а,б/ и дзусрезни /фиг. 1.7в/ нитове.





Според броя на нитовите редове различаваме едноредни /фиг.1.8а, двуредни /фиг.1.8б/ и многоредни нитови съединения, а според начина на подреждане на нитовите в отделните редове различаваме нитови съединения от верижно /фиг.1.8а,б/ и шахматно /фиг.1.8в/ разположение на нитовите.

Главните конструктивни размери на нитовия шев са:

$d$  - диаметър на нита в занитено състояние,

$p$  - стъпка на нитовия шев /разстоянието между центровете на два съседни нита от един и същ ред /фиг.1.8/,

$\delta$  - дебелина на съединяваните части,

$\delta_1$  - дебелина на планката /лентата/ фиг.1.7в,

$e$  - разстояние от края на свързваните части до първия нитов ред фиг.1.8в,

$e_1$  - разстояние между редовете.

За различните видове нитови съединения съществуват определени съотношения между конструктивните размери на нитовите шевове.

### 1.2.3. Пресмятане на нитовите съединения

При предположение, че външното натоварване  $P$  се разпределя равномерно по целия нитов шев /фиг.1.9/, съставен от  $n$  нита, могат да се напишат следните якостни условия:

а/ За сечение 1 на нита /подложено на срязване/

$$/1.14/ \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{P/n}{\pi d^2/4} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

където  $[\tau_{\text{ср}}]$  е допустимото напрежение на срязване за материала на нитовите.

б/ За сечение 2 между нита и листа, което е подложено на повърхностен натиск /смачкване/

$$/1.15/ \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{P/n}{d\delta} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

където  $[\sigma_{\text{см}}]$  е допустимото напрежение на смачкаене между нита и листа.

в/ За сечение 3 на листа /подложено на опън/

$$/1.16/ \quad \sigma_{\text{он}} = \frac{P/n}{(p-d)\delta} \leq [\sigma_{\text{он}}],$$

където  $[\sigma_{\text{он}}]$  е допустимото напрежение на опън за материала на листовите.

г/ За сечение 4 на листа, което е подложено на срязване /изпрошване/

$$/1.17/ \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{P/n}{2(e-d/2)\delta} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

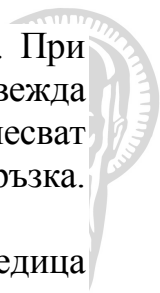
където  $[\tau_{\text{ср}}]$  е допустимото напрежение на срязване за материала на листовите. В условието /1.17/ се взема  $(e-d/2)$  вместо  $e$  за по-голяма сигурност.

От якостните условия /1.14/, /1.15/, /1.16/ и /1.17/ и при приемане на съответни съотношения между допустимите напрежения за стоманени нитове и листове се получават следните приблизителни зависимости:  $d=2\delta$ ,  $t=(3 \div 6)d$  и  $e=1,5d$ .

## 1.3. ЗАВАРЪЧНИ СЪЕДИНЕНИЯ

### 1.3.1. Основни понятия





Заваряването е технологичен процес за неподвижно свързване на детайли. При него материалът в мястото на свързването се загрява до разтопяване или се довежда до тестообразно състояние, при което молекулите на метала от едната част се смесват с молекулите на метала от другата част и след изстиване се получава здрава връзка. Мястото на заваряването се нарича заваръчен шев.

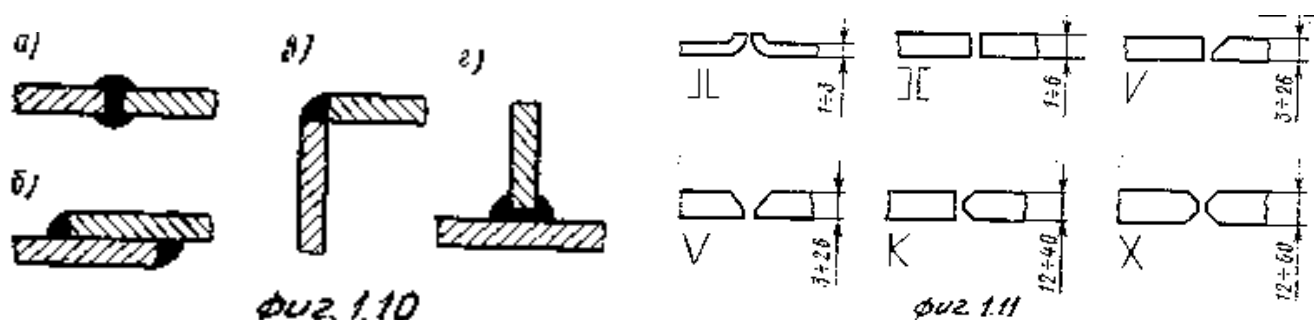
Заваръчните съединения в сравнение с нитовите съединения имат редица предимства като икономия на метал /до 20%/, малка трудоемкост и възможност за механизирани и автоматизирани на технологичния процес, възможност за получаване на възли със сложна форма, липса на шум и др. Към недостатъците на заваръчните съединения спадат такива като изменение структурата на метала в близост до заваръчния шев вследствие нагряването на детайлите до висока температура, възникване на вътрешни напрежения и деформации на детайлите в резултат на неравномерното нагряване и охлаждане на заваряваните детайли,] опасност от появяване на пукнатини, газови мехури, шлакови включвания и други дефекти на заваръчния шев.

В зависимост от начина, по който се осъществява нагряването на съединяваните части, заваряването бива газово или електрическо. При газовото заваряване, наричано още окиситно, металите се довеждат до течено състояние, като необходимата топлина се получава от пламък при изгарянето най-често на ацетилен в кислородна среда. Газовото заваряване се използва главно за свързване на части от труднотопими метали - платина, волфрам и др., с елементи от мед, никел и пр. и при заваряване елементи на стативи, рамки и др.

Към електрическото заваряване се отнасят начините, при които необходимата топлина се получава от електрически ток, например електродъгово или електросъпротивително заваряване.

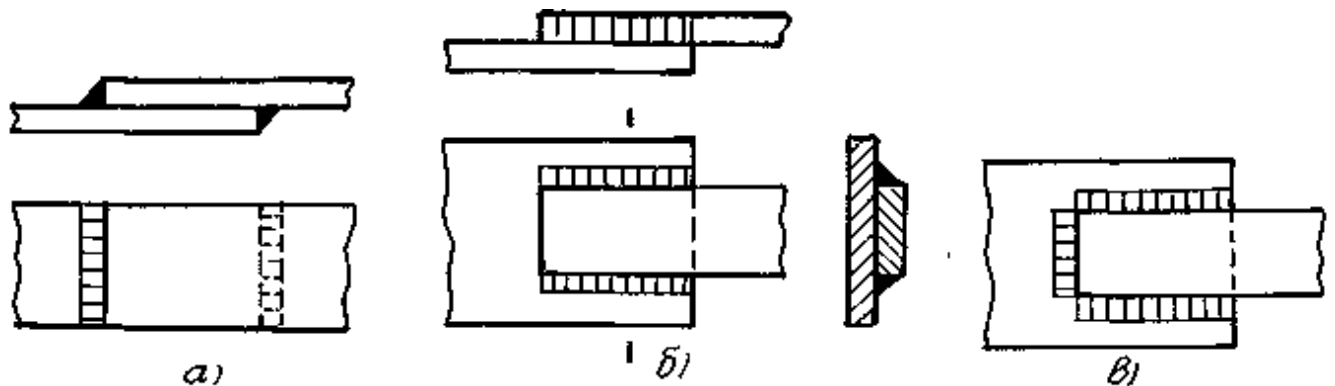
## 1.3.2. Видове заваръчни съединения

В зависимост от взаимното разположение на свързваните части, заваръчните съединения биват: челни /фиг.1.10а/, с припокриване /фиг.1.10б/, ъглови /фиг.1.10в/ и Т-образни /фиг.1.10г/.



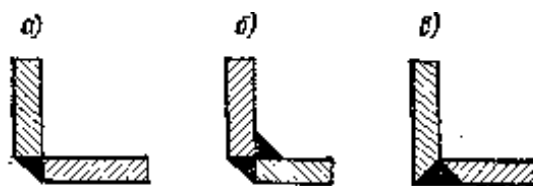
Челните заваръчни съединения намират приложение при части, разположени в една равнина. Преди заваряването ръбовете на челата, частите се обработват, за да се получи по-равномерно нагряване в мястото на съединението. Конструктивното изпълнение на челата се избира в зависимост от дебелината на съединяваните части /фиг. 1.11/.

Заваръчните съединения с припокриване се изпълняват с ъглови шевове: челни /фиг.1.12а/, флангови /фиг.1.12б/ или комбинирани /фиг.1.12в/.



фиг. 1.12

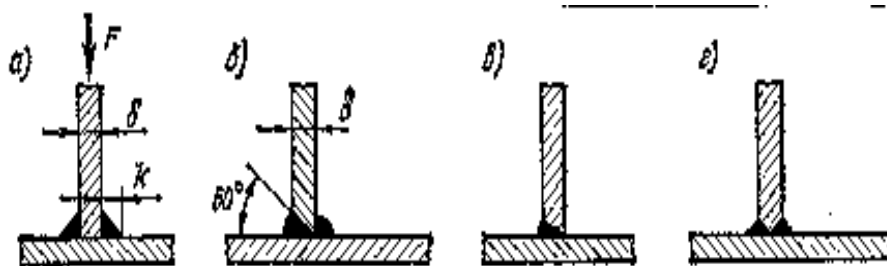
Конструктивното оформление на краищата на заваряемите части при ъгловите /фиг.1.13/ и Т - образните /фиг.1.14/ заваръчни съединения може да бъде със или без скосяване.



фиг. 1.13



фиг. 1.15



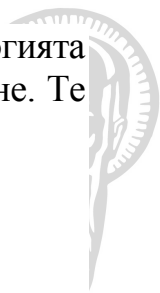
фиг. 1.14

В зависимост от формата на напречното сечение на ъгловите шевове те биват: усилен /фиг.1.15а/, нормални /фиг.1.15б/ и вдлъбнати /фиг.1.15в/. Обикновено катетите на шева се правят равни на дебелината на свързваните части. От якостна гледна точка вдлъбнатият шев е най-добър, тъй като тук концентрацията на напреженията е минимална, а най-неблагоприятен е изпъкналият шев. Независимо от вида на шева при якостните пресмятания се приема, че всички шевове са от нормален тип.

Условните означения, класификацията и конструктивните елементи на заваръчните шевове са установени от БДС 3130-72.

### 1.3.3. Пресмятане на заваръчните съединения

Основно изискване при проектирането на заваръчните съединения е осигуряването на еднаква якост на заваръчния шев и съединяваните части. Допустимите напрежения за заваръчните шевове  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  се избират в зависимост от



допустимите напрежения на основния материал, като се вземат предвид технологията на заваряване, вида на заваръчния шев и характера на действащото натоварване. Те се определят с помощта на изразите:

$$/1.18/ \quad [\sigma]' = v[\sigma],$$

$$/1.19/ \quad [\tau]' = v[\tau],$$

където  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  са съответно допустимите напрежения на опън и на срязване за основния материал, а  $v$  е коефициент на сигурност на заваръчния шев. За статично натоварване  $v$  се приема от 0,7 до 0,9.

При циклични натоварвания за подбиране на допустимите напрежения в шева се въвежда корекционен множител  $\gamma$ . Големината му зависи от отношението на най-малката сила  $P_{\min}$  и най-голямата сила  $P_{\max}$ , с които шевът е натоварен, както и от вида на заварката.

За челна заварка коефициентът  $\gamma_{\text{ч}}$  се пресмята чрез израза

$$/1.20/ \quad \gamma_{\text{ч}} = \frac{1}{1 - \frac{1 P_{\min}}{3 P_{\max}}}.$$

За ъглова заварка, която при променливи натоварвания е по-слаба от челната,  $\gamma_{\text{ъг}}$  се пресмята чрез израза

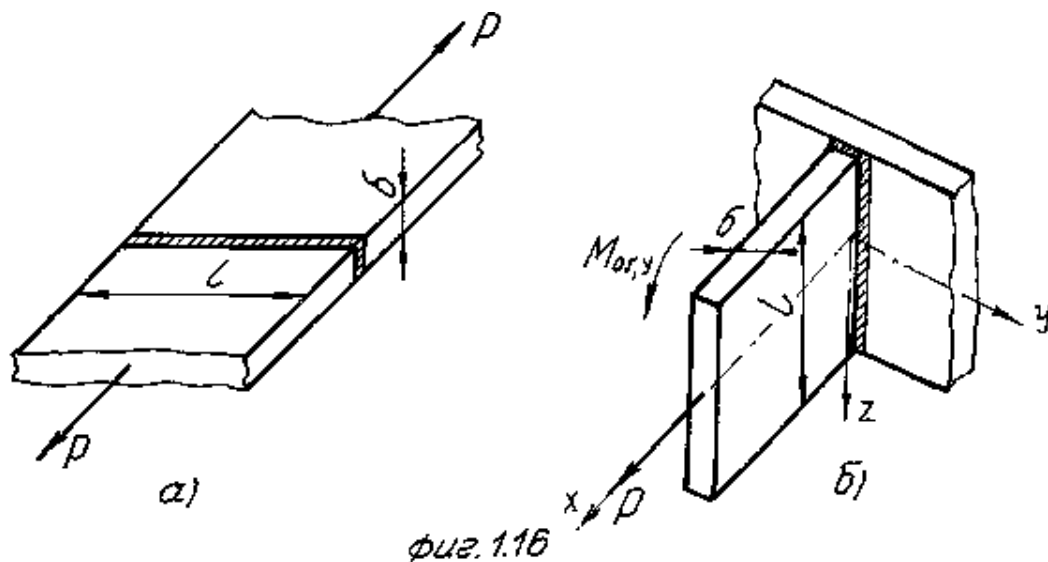
$$/1.21/ \quad \gamma_{\text{ъг}} = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}.$$

След въвеждане на корекционния множител  $\gamma$  за допустимите напрежения в заваръчния шев могат да се напишат изразите

$$/1.22/ \quad [\sigma]' = \gamma v[\sigma],$$

$$/1.23/ \quad [\tau]' = \gamma v[\tau].$$

Якостта на заваръчния шев зависи от раацоложението му спрямо действащото натоварване. Съществено значение има и видът на заваръчния шев.





Якостната проверка на заваръчен шев, изпълнен с челна заварка /фиг.1.16а/, се извършва с помощта на изрази

$$/1.24/ \quad \sigma' = \frac{P}{\delta l} \leq [\sigma],$$

където  $\sigma'$  е работното нормално напрежение в заваръчния шев,  $P$  е действащата сила на опън /натиск/,  $\delta$  е дебелината на заварените части,  $l$  е дължината на заваръчния шев и  $[\sigma]$  е допустимото нормално напрежение в заваръчния шев.

Ако челният заваръчен шев е изпълнен в Т-образна връзка /фиг. 1.16б/ и е натоварен едновременно на сгъване и опън, якостното условие има вида

$$/1.25/ \quad \sigma' = \frac{M_{ог,у}}{W_y} + \frac{P}{F},$$

където  $M_{ог,у}$  е действащият в шева огъващ момент,  $W_y = \delta l^2 / 6$  е съпротивителният момент на напречното сечение,  $F = \delta l$  е напречното сечение на заваръчния шев.

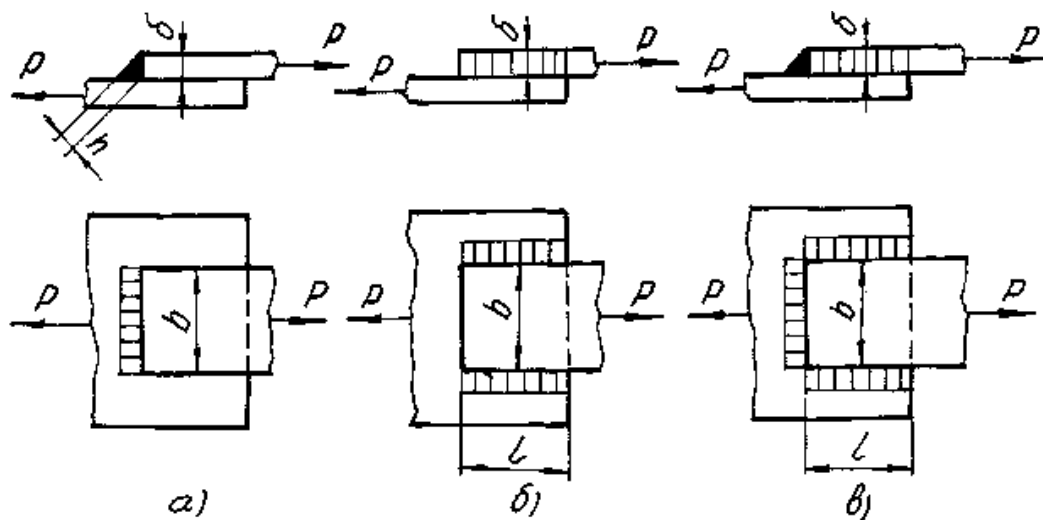
Разпределението на напреженията при ъгови шевове е много сложно. В практиката се приема условно, че те работят на срязване в минималното напречно сечение, разположено в симетричната плоскост, която е ъглополовяща на правия ъгъл на шева /фиг.1.17а/. В такъв случай дебелината на ъгловия шев се пресмята чрез изрази

$$/1.26/ \quad h = \delta \cos 45^\circ \approx 0,7\delta$$

където  $\delta$  е дебелината на заварените части. За ъгов заваръчен шев, показан на фиг.1.17а, якостното условие има вида

$$/1.27/ \quad \tau' = \frac{P}{hb} = \frac{P}{0,7\delta b} \leq [\tau],$$

където  $P$  е действащата сила,  $b$  е дължината на заваръчния шев. Обикновено се приема, че тя е равна на ширината на по-тясната заваряема част.



фиг. 1.17



Дължината  $l$  на заваръчните шевове с припокриване, изпълнени с флангов /фиг.1.17б/ и комбиниран /фиг.1.17в/ ъглов шев, се определя както следва:

— за флангов заваръчен шев

$$/1.28/ \quad l = \frac{P}{2.0,7\delta[\tau]},$$

- за комбиниран заваръчен шев

$$/1.29/ \quad l = 0,5[(P/0,7\delta[\tau]) - b].$$

По-подробни сведения за пресмятане на различните видове заваръчни шевове могат да се намерят в посочената литература /8/, /9/.

## 1.4. СЪЕДИНЕНИЯ ЧРЕЗ СПОЯВАНЕ

### 1.4.1. Основни понятия

Спояването е технологичен процес за съединяване на метални детайли посредством повърхностна дифузия с трети елемент, наречен припой. То намира широко приложение в приборостроенето, в слаботоковата техника, в електро- и радиомонтажите и др. Основните предимства на спояването са: осигурена херметичност и добър електричен контакт на съединението.

Тъй като спояването се осъществява при сравнително по-ниска температура, отколкото при заваръчните съединения, то споените детайли се деформират по-малко, поради което могат да бъдат с по-сложна форма.

В зависимост от точката на топене припоите се делят на лесно-топими /леки/ и груднотопими /твърди/.

Към леснотопимите припои спадат оловно-калаените сплави с точка на топене до  $350^\circ \text{C}$ . Шевовете с мек припои намират приложение при ненатоварени или слабо натоварени съединения. Те не понасят ударни натоварвания и вибрации. Поради ниската точка на топене се препоръчва да се употребяват при съединения, намиращи се при температури до  $100^\circ \text{C}$ .

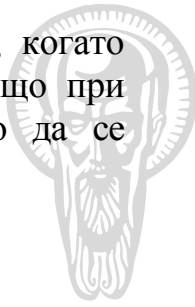
Към труднотопимите припои спадат сребърните, медните и месинговите с точка на топене над  $600^\circ \text{C}$ . Тази припои притежават по-голяма механична якост от леснотопящите, затова се използват и при силово натоварени връзки, както и при съединения, които са подложени на известно загряване. При статични натоварвания се използват припой с медна основа, а за съединения, натоварени с ударни натоварвания или вибрации - припой със сребърна основа.

Загряването и разтопяването на леснотопимите припои и нанасянето им в мястото на връзката се извършва най-често с електрически поялници. За качественото спояване е необходимо повърхностите на свързваните детайли да бъдат добре почистени от замърсявания и окиси и да бъдат защитени от окиси при нагряването чрез поставяне на т.нар. флюсове /например колофон/.

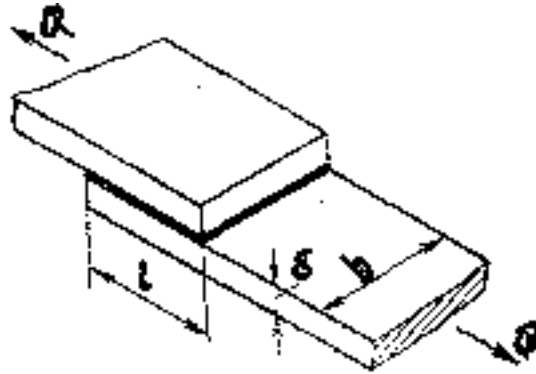
### 1.4.2. Пресмятане на съединения чрез спояване

Якостта на споения шев зависи от механичните свойства на припоия и от материала на съединяваните части.

Най-разпространени съединения чрез спояване са тези с припокриване на детайлите /фиг.1.18/. Приема се, че споеният шев е подложен на срязване, при което якостта му зависи от дебелината на припоия, запълващ хлабината между детайлите.



Експериментално е установена, че максимална якост на шева се постига, когато дебелината на шева се намира в границите от 0,075 до 0,125mm. Ето защо при разработка на конструкции на съединения чрез спояване е необходимо да се предвижда хлабина между съединяваните части не повече от 0,125mm.



фиг. 1.18

Якостното условие на срязване на споения шев /фиг.1.18/ има вида

$$/1.30/ \quad \tau = Q/bl \leq [\tau],$$

където  $Q$  е действащата сила,  $b$  е ширината на детайлите,  $l$  е дължината на припокриването и  $[\tau]$  е допустимото напрежение на срязване на припоя.

Якостното условие на опън на листовите има вида

$$/1.31/ \quad \sigma = Q/\delta b \leq [\sigma],$$

където  $\delta$  е дебелината на съединяваните части, а  $[\sigma]$  е допустимото напрежение на опън на материала на частите.

Изхождайки от условието за еднаква якост на споения шев и съединяваните части, от /1.30/ и /1.31/ за дължината на припокриване се получава израз

$$/1.32/ \quad l = \frac{[\sigma]}{[\tau]} \delta.$$

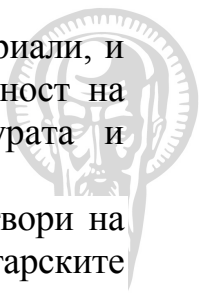
Препоръчителни стойности за допустимите напрежения за споеени шевове са дадени в /8/.

## 1.5. СЪЕДИНЕНИЯ ЧРЕЗ ЗАЛЕПВАНЕ

### 1.5.1. Основни понятия

Залепването представлява неподвижно съединяване на детайли с помощта на тънък слой от бързо втвърдящо се вещество - лепило. Прилага се за съединяване на детайли от еднородни или разнородни материали, когато другите механични начини на връзка са невъзможни или нежелателни. Залепването се използва при съединяване на метали, пластмаси, дърво, хартия и др, и особено при свързване на метални с неметални части. Чрез залепване могат да се съединяват детайли с много малка дебелина.

Залепващи свойства притежават различни вещества. Изборът на типа на лепилото зависи от материала на съединяваните части и от външните условия, при които ще се използва даденото съединение.



Съществуват два вида лепила: лепила, които разтварят свързаните материали, и лепила, които не ги разтварят. Първите създават по-голяма якост и сигурност на съединението и са по-малко чувствителни при промяна на температурата и влажността на окръжаващата среда.

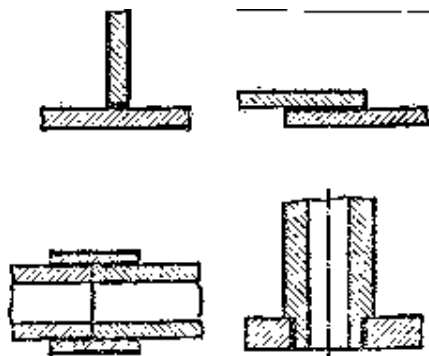
Широко разпространение имат смолистите лепила, представляващи разтвори на фенол-формалдехидни смоли. Към тях спадат съветските БФ2, БФ4, българските УЛЕ, ОХУ и др. Напоследък за лепене на метали и пластмаси се използват епоксидните смоли. Най-често те представляват двукомпонентни лепила с точно предписание на процентното разтваряне на съответните компоненти и съответна технология на нанасянето. Едно от най-новите и ефективни бързодействащи лепила е българското изобретение "Каноконлит", намерило признание и в чужбина.

Общи недостатъци на всички съединения чрез залепване са: малка дълготрайност, липса на сигурен контрол за качеството на съединението, зависимост на якостта от материала на съединяваните части, от температурата на залепване и от експлоатационните условия.

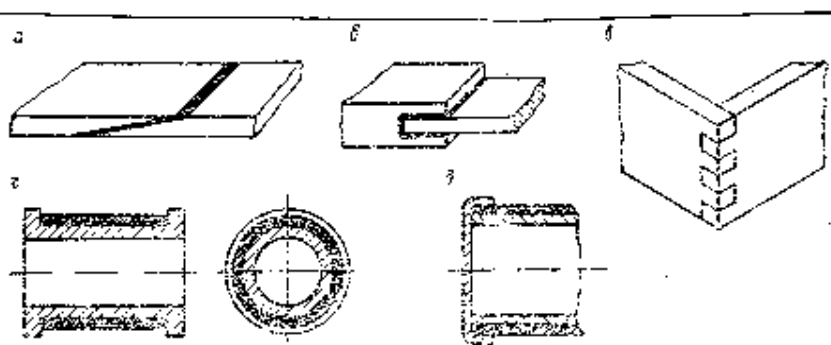
## 1.5.2. Пресмятане на съединения чрез залепване

Якостта на съединенията чрез залепване зависи от много фактори и преди всичко от свойствата на лепилото. Ако лепилото е разтворимо, якостта на съединението е 70-80% от якостта на основния материал. Ако лепилото е неразтворимо, якостта на съединението зависи от физико-механичните свойства на лепилото и от вида на материала на свързаните части.

Дебелината на залепващия слой трябва да бъде от 0,01 до 0,1mm тъй като при по-голяма дебелина в процеса на втвърдяване на лепилото могат да се появят пукнатини и откъсване от повърхността на детайлите.



фиг. 1.19



фиг. 1.20

По конструкция съединенията чрез залепване могат да бъдат най-различни /фиг.1,19/. Пресмятането на тези съединения е аналогично за пресмятането на съединенията чрез спояване. В повечето случаи то е проверочно.

Конструктивното увеличение на повърхността на залепване се постига чрез един от начините, показани на фиг.1,20а,б,в. За избягване на откъсването, краищата на съединяваните части се предпазват чрез издатъци /фиг.1.20г/ или капачка /фиг.1.20д/.

За да се увеличи якостта на съединението, често се използва залепване в съчетание с механически начини на закрепване, при което механическото закрепване се осъществява преди втвърдяване на лепилото.

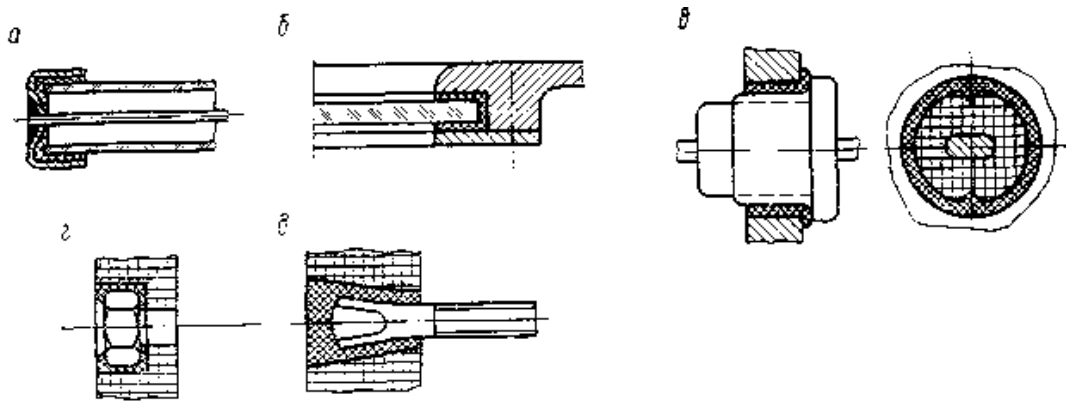


## 1.6. СЪЕДИНЕНИЯ ЧРЕЗ ВЛАГАНЕ

Съединението чрез влагане е нерааглобяемо съединение, при което една от частите се поставя в друга част, която се намира в течно или тестообразно състояние и която след изстиване се втвърдява. Влагането и втвърдяването обикновено се извършва в специални пресформи или леярски форми.

Влагането се използва за съединяване на метални детайли с метали, стъкло, пластмаси и гуми или когато е необходимо отделен елемент от детайла да има специални свойства /антифрикционни, електроизолационни, топлоизолационни и др./. То е подходящо само при масово производство, тъй като връзката се осъществява чрез пресоване или отливане.

На фиг. 1.21 са показани някои примери на съединения чрез влагане. Основните изисквания към тях са: незначително изменение на обема при втвърдяване, добра способност към сцепление с повърхностите на съединяваните части, химическа устойчивост, нехигроскопичност и устойчивост при температурни изменения.



фиг. 1.21

## 1.7. РЕЗБОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

### 1.7.1. Основни понятия

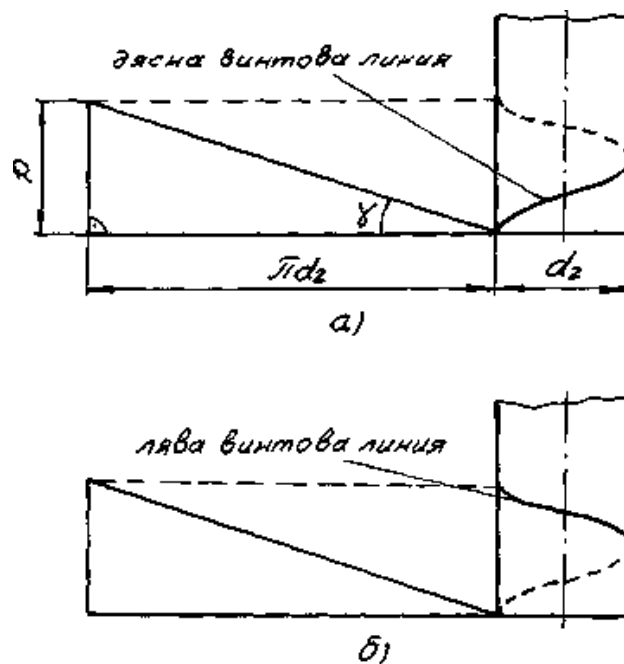
Резбовите съединения са разглобяеми съединения, осъществени чрез свързващи резбови елементи: болтове, винтове, шпилки, гайки, или резби, нанесени непосредствено на съединяваните детайли. Те притежават редица предимства: удобство за многократно сглобяване и разглобяване, голямата универсалност, сравнително проста конструкция, добри възможности за пълна взаимозаменяемост и др.

Основните недостатъци на резбовите съединения са: неравномерно натоварване на навивките, значителна концентрация на напреженията, което налага прилагането на специални обработки за повишаване на тяхната статична якост и издръжливост на умора.

По предназначение резбовите съединения се разделят на подвижни и неподвижни. Подвижните резбови съединения осигуряват голяма точност на преместването, равномерност, плавност и безшумност на хода, удобство за реверсиране, а неподвижните – висока якост и при необходимост добра плътност на съединението.

## 1.7.2. Класификация на резбите

**Винтова линия.** Геометрична основа за образуване на резбите е винтовата линия. Тя представлява траектория на точка, движеща се равномерно по шравата, която се върти равномерно около успоредна на правата ос. Представата за винтовата линия може да се получи, като правоъгълен триъгълник се обвие около прав кръгов цилиндър. Дължината на основата е разна на дължината на окръжността на цилиндъра. Хипотенузата на триъгълника се превръща във винтова линия /фиг.1.22/. Частта от винтовата линия, описана от движеща се по нея точка, докато тя направи една пълна обиколка около цилиндъра се нарича навивка.



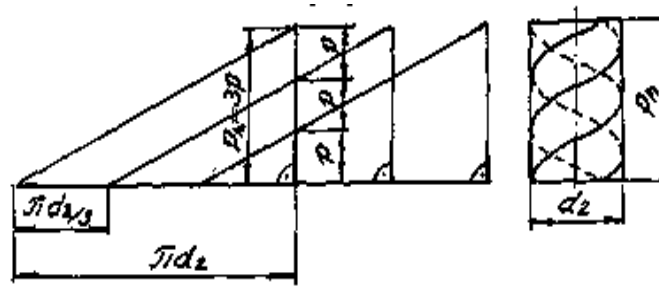
фиг. 1.22

Параметрите, характеризиращи винтовата линия, са: стъпка  $p$ , ъгъл на наклона  $\gamma$  и диаметър  $d_2$ . Между тях съществува зависимостта

$$/1.33/ \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{p}{\pi d_2}.$$

Според посоката на обвиване на винтовата линия дясна /фиг.1.22а/ и лява /фиг.1.22б/ винтова линия.

Ако върху цилиндъра обвием не една, а повече винтови линии с еднакъв наклон, се получава многоходова винтова линия. На фиг. 1.23 е показана триходова винтова линия, която се състои от три винтови линии с относително завъртане една спрямо друга на ъгъл  $360^\circ:3 = 120^\circ$ . Разстоянието  $P_h$  между началната и крайната точка на една навивка, измервано по образуващата на цилиндъра, се нарича ход на винтовата линия. Многоходовата винтова линия може да се опише, като се раздели ходът ѝ и през всяка на образуващата на цилиндъра на толкова части, колкото е броят на ходовете и и през всяка от така получените точки се обвият еднакви правоъгълни триъгълници с основа  $\pi d_2$  и височина  $p_h$  /фиг. 1.23/.



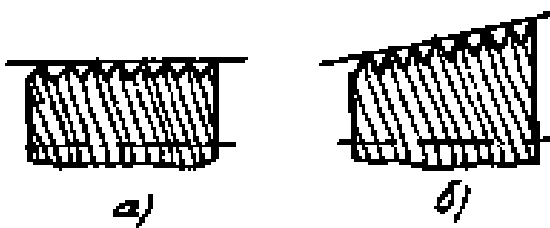
фиг. 1.23

Зависимостта между броя на ходовете  $n$ , стъпката  $p$  и хода на винтовата линия  $P_h$ , се дава с израза

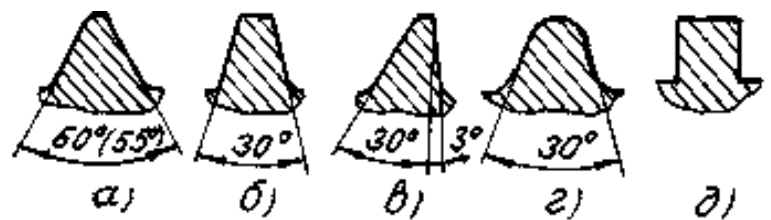
$$/1.34/ \quad P_h = np$$

От тази зависимост следва, че при едноходова винтова линия стъпката е равна на хода и, т.е. при  $n=1$ ,  $P_h=P$ .

Ако по цилиндричната винтова линия се движи плоска, фигура /триъгълник, трапец, квадрат и т.н./, която лежи постоянно в равнина, минаваща през оста на цилиндъра, то фигурата ще оформи винтово тяло, което се нарича резба.



фиг. 1.24



фиг. 1.25

Видове резби. Резбите се класифицират по няколко признака. В зависимост от формата на повърхнината, по която се образува резбата, те биват цилиндрични и конусни /фиг. 1.24/.

Най-често срещана е цилиндричната резба. Конусната резба обикновено се използва за плътни съединения на тръби, маслопроводи, пробки и др.

Според профила резбите се подразделят на: триъгълни /фиг.1.25а/ трапецовидни /фиг.1.25б/, трионовидни /фиг.1.25в/, кръгли /фиг.1.25г/, квадратни /фиг. 1.25д/ и др.

По броя на ходовете резбите са: едноходови и многоходови. Профилът на многоходовата резба се състои от еднакви образуващи профили, броят на които е равен на броя на ходовете.

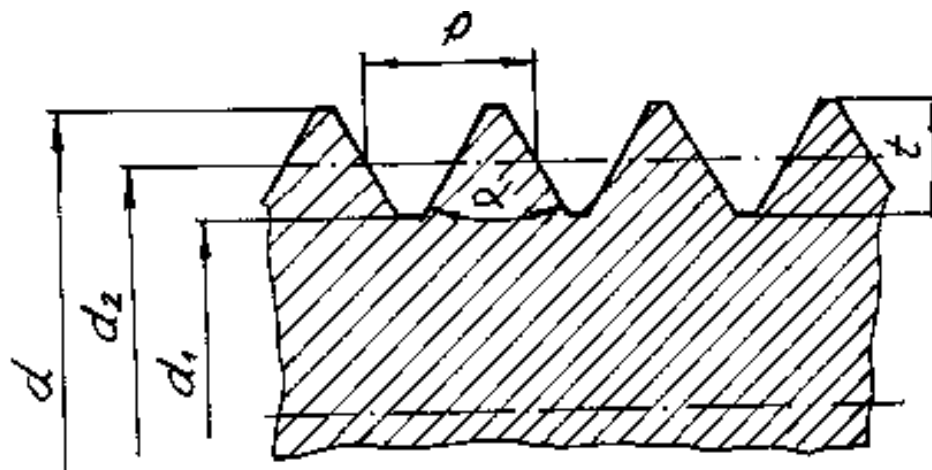
В зависимост от направлението на винтовата линия резбите са: десни и леви. Резбовите елементи с дясна резба се завиват при въртенето им по посоката на движение на часовниковата стрелка, а се отвиват при въртенето им по посока, обратна на въртенето на часовниковата стрелка. По – голямо разпространение има дясната резба. Лявата резба рядко се употребява.

Резбите се изработват по два метода: чрез нарязване с подходящи инструменти /метчик, флашка/, на струг или зъборезни автомати и чрез валцоване между резбови плочки. Методът на валцоване е по-производителен и по-евтин. Прилага се при

изработване на резби на стандартните резбови елементи, а също и при лети и пресовани детайли с резба без допълнителна механична обработка.

### 1.7.3. Геометрични параметри на резбите

Освен с профила си всяка резба се характеризира със следните основни геометрични параметри /фиг. 1.26./:



Фиг. 1.26

$d$  - външен диаметър на резбата,

$d_1$  — вътрешен диаметър на резбата,

$d_2$  - среден диаметър на резбата,

$t$  - дълбочина на резбата,

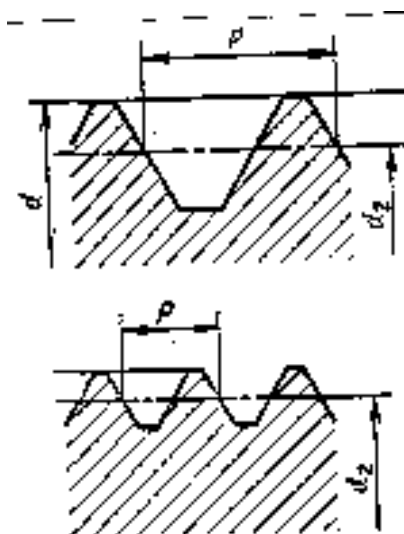
$P$  - стъпка на резбата,

$P_h$  - ход на резбата,

$n$  — брой на ходовете на резбата,

$\alpha$  — профилен ъгъл на резбата и

$\gamma$  - ъгъл на наклона на винтовата линия /вж.фиг.1.22а/.

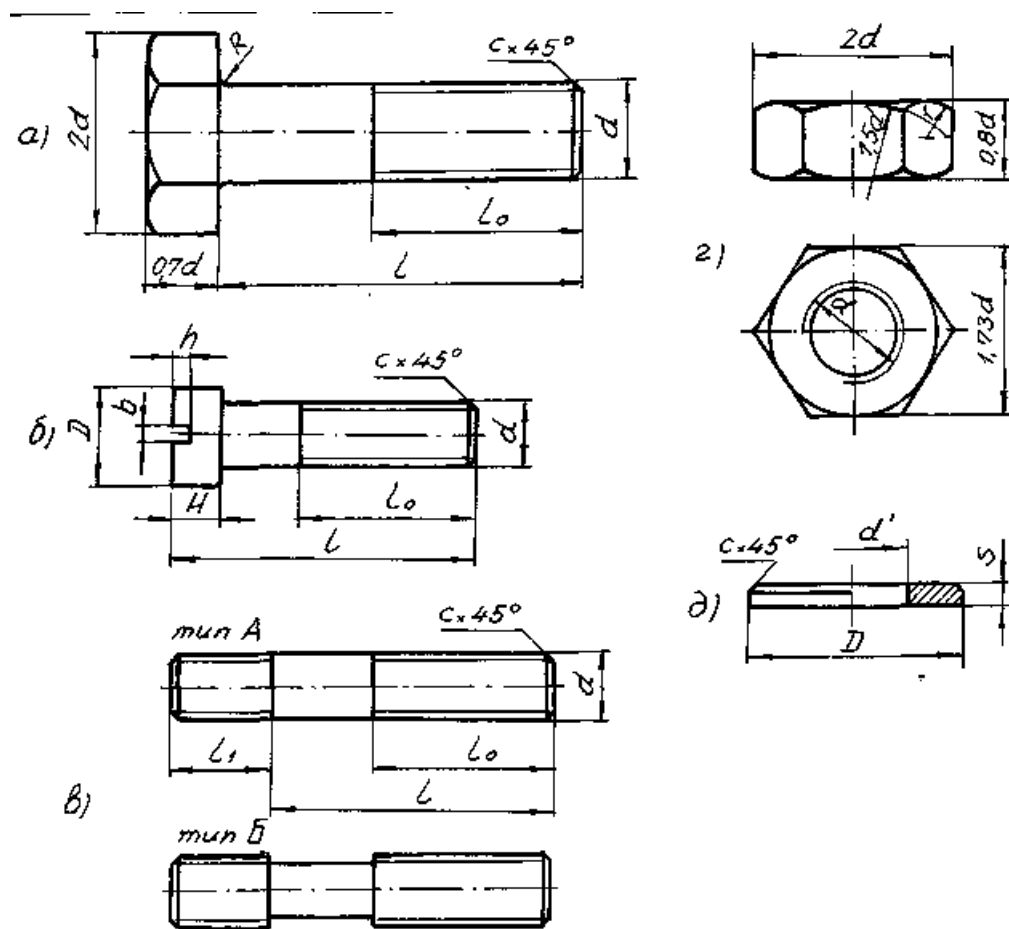


Фиг. 1.27

Геометричните параметри на резбата и допуските на техните размери са стандартизирани. Стандартът предвижда метрични резби с едра и ситна стъпка /фиг.1.27/. При еднакъв външен диаметър, когато стъпката намалява, се намалява дълбочината на резбата, което довежда до увеличаване на вътрешния диаметър и намаляване ъгъла на наклона на резбата. По този начин се намалява възможността за саморазвиване на съединението. Поради това метрични резби със ситна стъпка намират приложение при динамични натоварвания, кухи тънкостенни и малки детайли и др.

## 1.7.4. Ревбови елементи и съединения. Конструктивни форми

Разбозите съединения се осъществяват чрез резбови елементи, които са разнообразни по форма и предназначение. Към тях спадат болтовете, винтовете, шпилките и гайките. Освен тях в резбовите съединения се употребяват още и различни спомагателни елементи: подложни шайби, средства против саморазвиване, шплентове и др.



фиг 1.28

Болтът /фиг.1.28а/ представлява цилиндрично тяло, на единия край на което има глава, а на другия край - резба, на която се завива гайка.

Винтът /фиг.1.28б/ конструктивно е подобен на болта, но се отличава от него по това, че се навива в един от съединяваните детайли.

Шпилката /фиг.1.28в/ представлява цилиндрично тяло с резба от двата си края. Единият край се навива в резбовия отвор на един от съединяваните елементи, а на другия край се навива гайка.

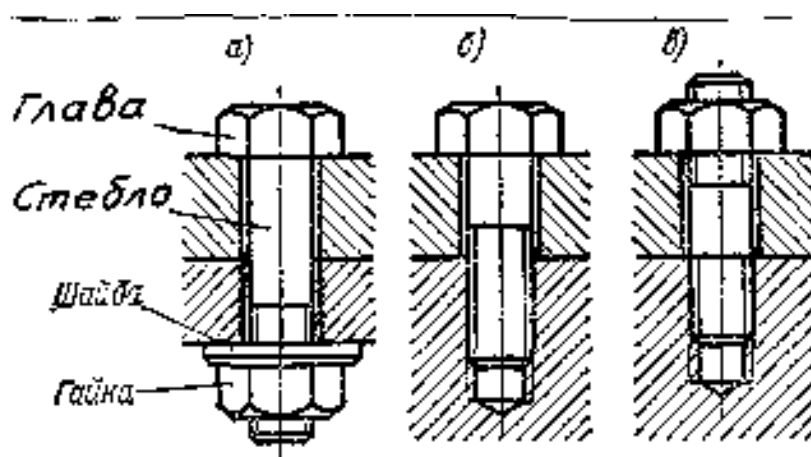
Гайката /фиг.1.28г/ има отвор, в който е нарязана резба.

Подложната шайба /фиг.1.28д/ много често се използва при резбовите съединения. Тя служи за предпазване на опорната повърхност на съединяваните детайли от наранявания, особено при съединяване на части от меки материали.

Предимството на болтовете е това, че при тях не трябва да се нарязва резба в съединяваните детайли. Това е от съществено значение, когато материалът на съединяваните детайли не може да осигури достатъчна якост и дълготрайност на резбата. Винтовете и шпилките се използват тогава, когато по конструктивни съображения поставянето на болтовете е нерационално.

Резбовите елементи /болтове, винтове, шпилки, гайки, подложки шайби и др./ са стандартизирани и техните форми, размери и пр. са дадени в съответните БДС и справочна литература.

На фиг.1.29 са дадени конструктивни схеми на основните видове резбови съединения.



фиг. 1.29

Болтовото съединение /фиг.1.29а/ се използва за свързване на детайли със сравнително малка дебелина и при наличие на място за разполагане на главата на болта и на гайката.

Винтовото съединение /фиг.1.29б/ се използва за свързване на детайли, единият от които има дебелина, достатъчна за оформяне на резбовия отвор, и когато липсва място за гайката.

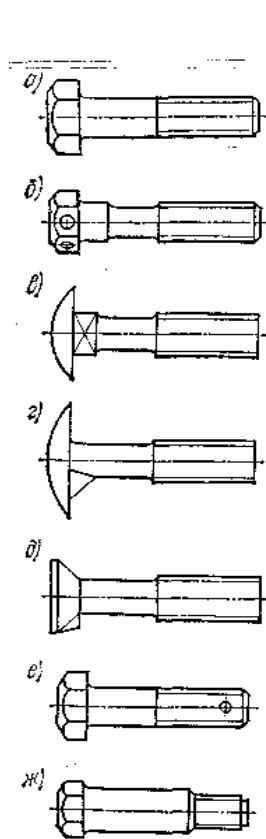
Шпилковото съединение /фиг.1.29в/ се използва в случаите, когато съединението е подложено на често разглобяване и многократно завиване на винта в един от съединяваните детайли, което води до повишено износване или разрушаване на резбата.

Резбовите елементи са: с общо предназначение, намиращи широко приложение в уредостроенето и общото машиностроене, и със специално предназначение, имащи ограничено приложение. Според начина на изработване те се делят на: чисти /обработени/, получисти и черни /необработени/.

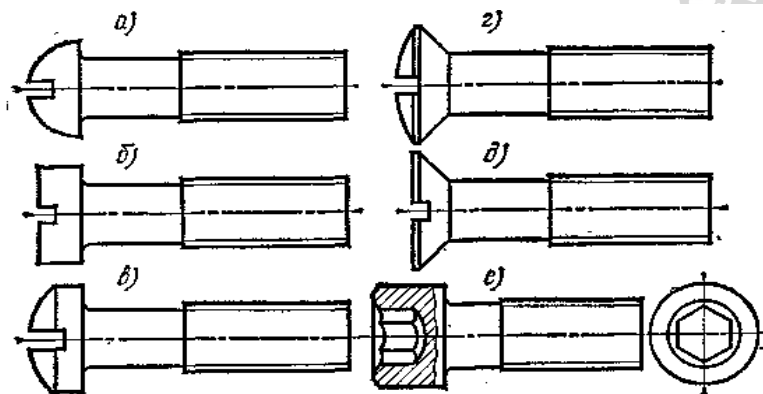
При отговорни случаи резбовите елементи могат да се подлагат на термообработка, цялостна или повърхностна закалка, циментоване и др.

По формата на главата стандартните болтове с общо предназначение са: с шестостенна глава /фзлг.1.30а/, с шестостенна глава с отзор в нея /фиг. 1.30б/, даващ

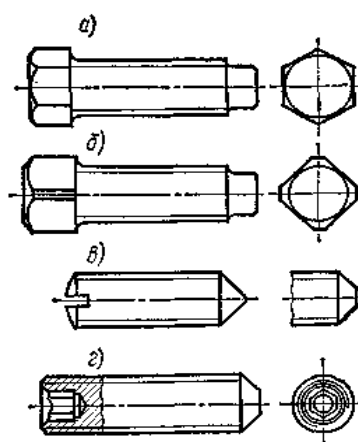
възможност за застопоряване, с полукръгла глава с квадратна основа /фиг.1.30в/ или с издатък /фиг. 1.30д/. Болтовете с шестостенна глава намират най-голямо приложение.



фиг. 1.30



фиг. 1.31



фиг. 1.32

Стеблата на стандартните болтете с общо предназначение се изработват нормални /фиг.1.30а/, с отвор за шплент /Фиг1.30е/ и облекчени /фиг.1.30б, в, г, д/. Болтовете, предназначени за поставяне в отвори без хлабина /пас-болтове/ се изработват с удебелено стебо /фиг 1.30ж/. Краят на болтовете се изработва плоско /фиг. 1.30 в,г,д/, плоско с конусна фаска /фиг.1.30а,б,е/ или плоско с цилиндрична фаска /фиг.1.30ж/.

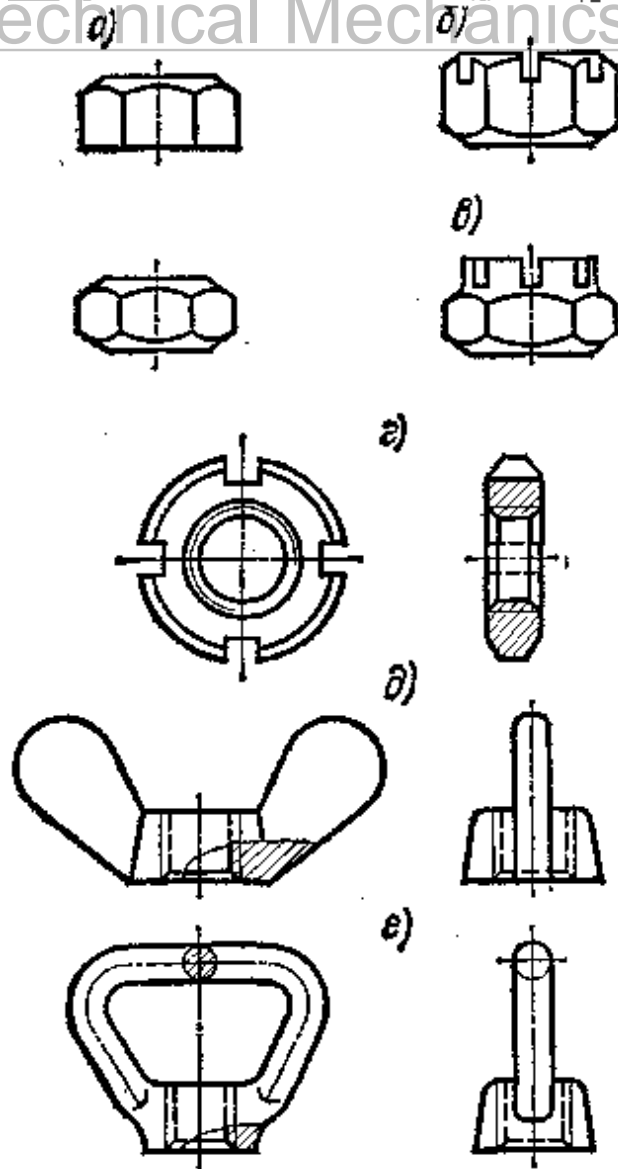
Винтовете с общо предназначение са: скрепителни, намиращи приложение за неподвижно съединяване на детайлите /фиг.1.31/ и установъчни - за недопускане на взаимно изместване на детайлите /фиг.1.32г/. В зависимост от предназначението на винтовете и големината на натоварването те имат различни по форма и глава и краища.

По външен вид шпилките /фиг.1.28в/ са два типа: А - с еднакъв номинален диаметър на резбата и на гладката цилиндрична част, В -с номинален диаметър на резбата по-голям от диаметъра на цилиндричната част.

Стандартните гайки с общо предназначение според формата са:

шестостенни с една или две фаски /фиг.1.33а/, шестостенни с прорези /фиг.1.33б/, шестостенни коронни /фиг.1.33в/, цилиндрични /фиг.1.33г/, крилчати /фиг.1.33д/ и крилчати закрити /фиг.1.33е/. Най-разпространени са шестостенните гайки. При застопоряване с шплентове се употребяват гайки с прорези и коронни гайки. При често сглобяване и разглобяване на съединението се употребяват крилчатите гайки.



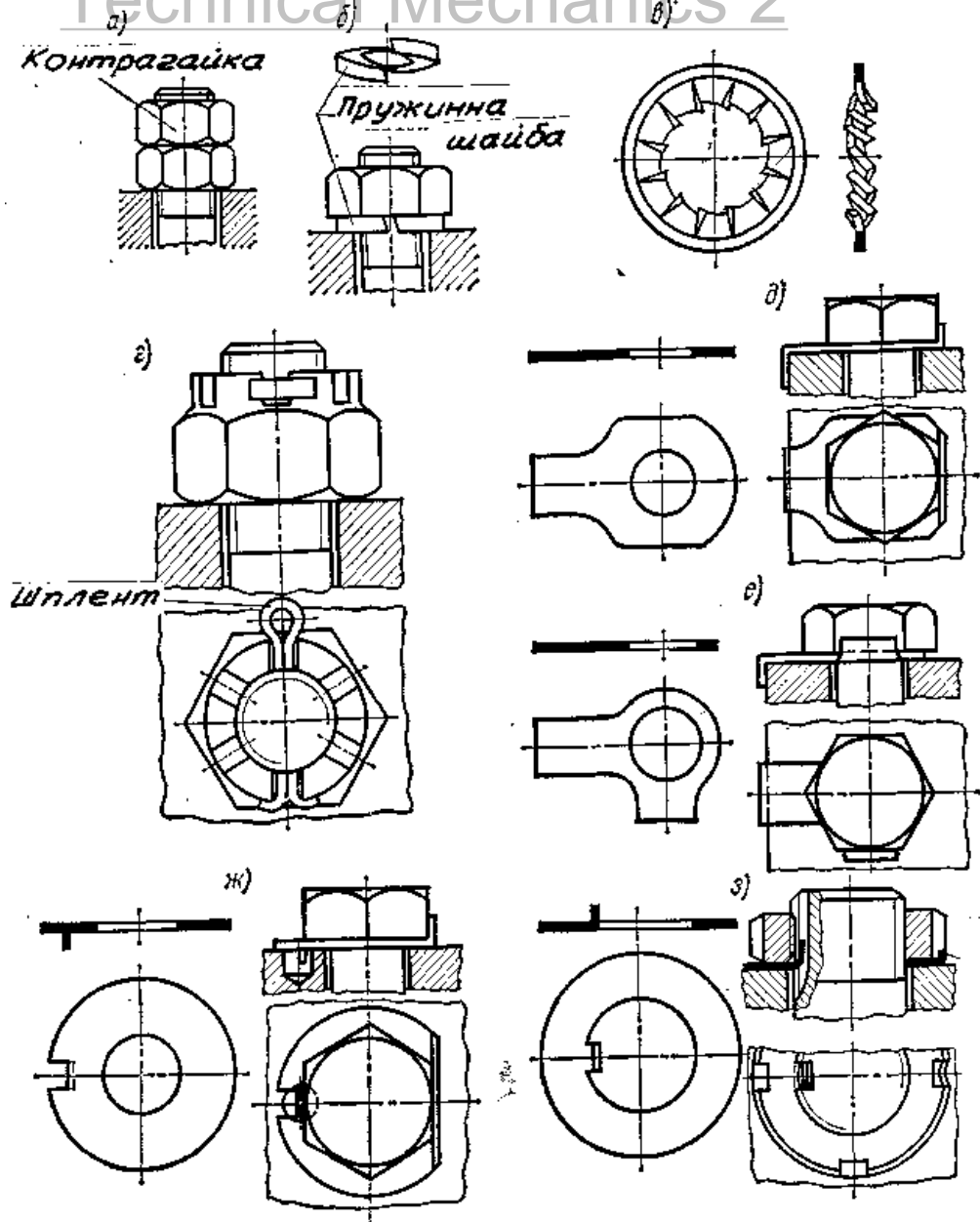


Фиг. 1.33

За предпазване на резбата от смачкване и износване при големи натоварвания, както и при често отвизане и завиване се употребяват високи и особено високи гайки.

Независимо от това, че всички крепежни резби отговарят на условието за самозадържае, при удари и сътресения, изпитвани от съединението, са възможни случаи на саморазвиване. За избягването му се използват специални средства против саморазвиване на гайките. Те се подразделят на две групи. Към първата група спадат: контрагайки /фиг.1.34а/, пружинна шайба /фиг.1.34б/ и назъбена шайба /фиг.1.34в/. При тях е възможно леко регулиране на силата на затягане в резбовите елементи, като един от елементите може да се завърта на произволен ъгъл. Допълнителна сила на триене се създава при затягане на контрагайката към основната гайка. Саморазвиването на гайката се възпрепятства от острите краища на шайбите /фиг.1.34б,в/, опиращи а челото на гайката и в притискания детайл. Освен това при отслабване на осовата сила в болта еластичната сила на шайбата поддържа съединението в напрегнато състояние и възпрепятства саморазвиването на гайката.

Към втората група са: шплент /фиг.1.34г/, шайба стопорна с един край /фиг.1.34д/, шайба стопорна с два края /фиг.1.34е/, шайба стопорна с външен издатък /фиг.1.34ж/, шайба стопорна с вътрешен издатък /фиг.1.34з/. Средствата против саморазвиване от втората група притежават пълна надеждност, но завъртането на резбовите елементи при монтаж е възможно само на определен ъгъл.



фиг. 1.34

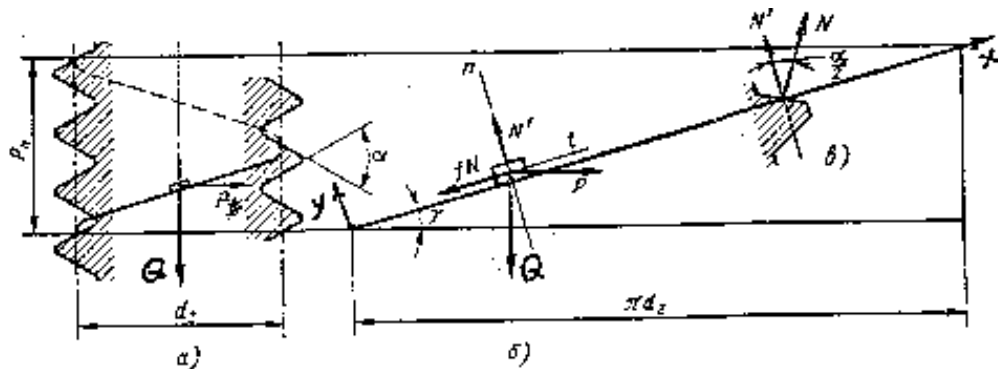
Освен разгледаните средства против саморазвиване намират приложение и други с най-разнообразна конструкция. Така например за застопоряване на гайките се употребяват еластични контрагайки, еластични шайби със специална конструкция, щифтове, винтове и др.

Реабозите елементи в зависимост от условията на работа се изработват от нисковъглеродни стомани марки Ст2, Ст3, Ст4 и Ст5, въглеродни качествени стомани марки 35, 45 и легирани стомани 40X, 40XH и др. Някои средства против саморазвиване се изработват от пружинни стомани марки 65, 70, 65Г и др.

При необходимост да се намали теглото или да се осигури електро - или топлоизолация, корозионна издръжливост, а така също и за да се осигури херметичност на съединението, резбовите елементи частично или напълно се изработват от пластмаси.

## 1.7.5. Силови съотношения при резбовите съединения

При разглеждането на съотношенията на силите, които действуват между болта и гайката, ще използваме фиг.1.35а и 1.35б / на която винтовата линия е заместена с наведена разнина/.



Фиг. 1.35



Използвайки следните означения /фиг.1.35а/: Q - осова сила, която искаме да получим в съединението при затягане на гайката, P - перпендикулярна на Q сила /приложена например към гаечния ключ, с който завиваме гайката/ и редуцирана към средния диаметър на резбата.

Освен тези две сили върху гайката действа и опорната реакция на винтовата линия /наведената равнина/ с двете си компоненти: нормалния натиск N' и силата на триене fN /фиг. 1.35б/. От Фиг.1.35в се вижда, че и N нормалният натиск спрямо повърхнината на навивката.

Условията за равновесие при избраната координатна система са:

$$/1.35/ \quad \Sigma X=0, \quad P \cos \gamma - Q \sin \gamma - fN=0,$$

$$/1.36/ \quad \Sigma Y=0, \quad N' - P \sin \gamma - Q \cos \gamma =0,$$

където  $\gamma$  е ъгълът на наклона на винтовата линия.

От фиг.1.85в имаме

$$/1.37/ \quad N = \frac{N'}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

При съвместното решаване на /1.35/, /1.36/ и /1.37/ и въведеното означение

$$/1.38/ \quad f / \cos(\alpha/2) = f'$$

наречено приведен коефициент на триене в резбата, се получава израза

$$/1.39/ \quad P=Q(\sin \gamma + f' \cos \gamma) / (\cos \gamma - f' \sin \gamma).$$

Като се вземе предвид, че коефициентът на триене при плъзгане е равен на тангенса от ъгъла на триене

$$/1.40/ \quad f' = \operatorname{tg} \rho'$$

и се извършат някои преобразувания, от /1.39/ се получава израза

$$/1.41/ \quad P=Q \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

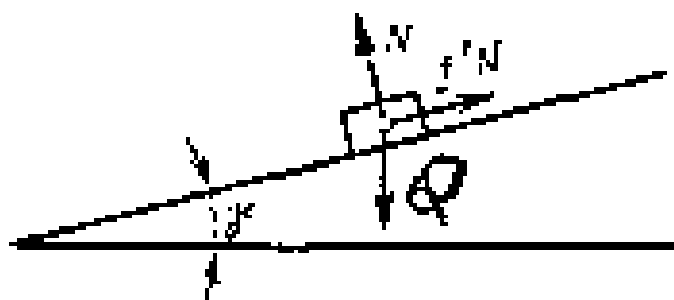
Моментът, който трябва да се приложи при затягане на гайката ще бъде

$$/1.42/ \quad M_{\text{тр}} = P d_2 / 2 = Q (d_2 / 2) \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

От /1.38/ следва, че в сравнение с плоските резби /квадратна, правоъгълна, при които  $\alpha=0^\circ$  и  $f=f'$  /в остриите резби /триъгълна, трапецовидна, трионовидна/ триенето е по-голямо; за нормална метрична резба  $\alpha = 60^\circ$  и  $f' = 1,15f$ , за трапецовидна резба  $\alpha =$



$30^\circ$  и  $f' = 1,04f$ . Следователно в трапецовидната резба триенето е по-голямо, отколкото при плоските резби, но по-малко, отколкото при триъгълните резби.



Фиг. 1.36

Условието, при което гайката няма да се развие /условие за самоспиране/ е /фиг.1.36/ съставлящата  $Q \sin \gamma$  да бъде по-малка от силата на триене  $- f' N$ , т.е.

$$/1.43/ \quad Q \sin \gamma < f' Q \cos \gamma,$$

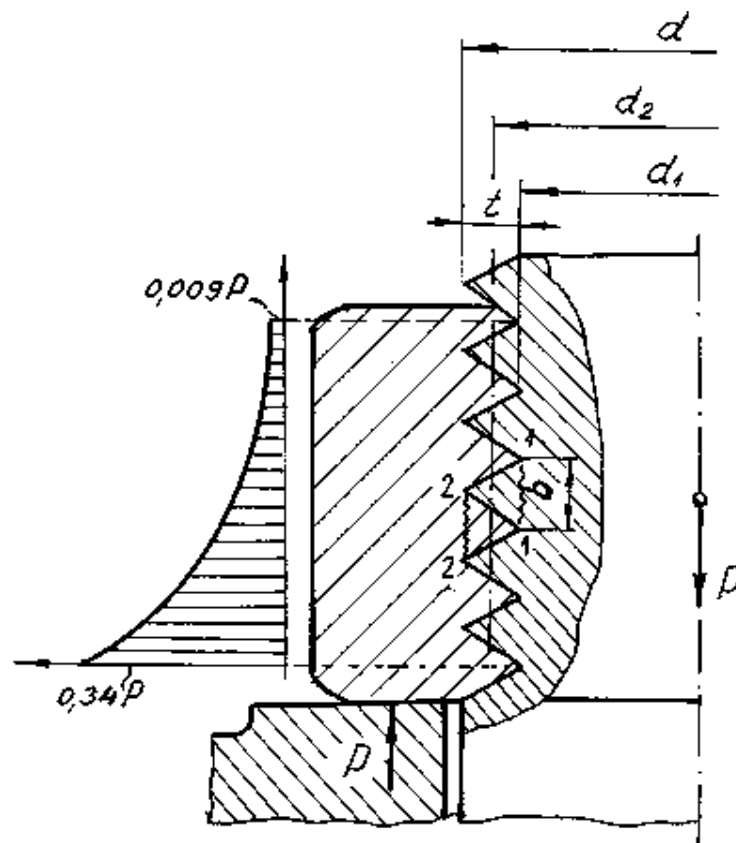
или

$$/1.44/ \quad \operatorname{tg} \gamma < f'.$$

След заместване на  $f' = \operatorname{tg} \rho'$  се получава условието за самоспиране

$$/1.45/ \quad \gamma < \rho'.$$

За скрепителни резби обикновено ъгълът  $\gamma = 1,5 \div 4^\circ$ , а ъгълът на триене  $\rho'$  се изменя в зависимост от стойността на коефициента на триене и име стойности от 6 до  $16^\circ$ . Следователно всички скрепителни резби са самоспиращи.



Фиг. 1.37

## 1.7.6. Якостни пресмятания на резбовите съединения

При якостните пресмятания на резбовите съединения, с помощта на якостното условие, зависещо от вида на натоварването, се определя диаметърът на стеблото на болта. Резбата се проверява на повърхностен натиск /смачване/ и на срязване.

а/ Пресмятане на резбата. Нека разгледаме резбовото съединение /фиг.1.37/ натоварено с осова сила  $P$ . Експериментално е доказано, че осовата сила се разпределя неравномерно между навивките на гайката. Най — натоварени са навивките, намиращи се в непосредствена близост до опорната повърхнина на гайката. Поради това силата, действаща върху една навивка, се определя с изрази

$$/1.46/ \quad P_1 = \frac{P}{z\varepsilon},$$

където  $P$  е осовата сила, действаща върху стеблото на болта,  $z$  е броят на навивките на гайката, а  $\varepsilon$  е коефициент, отчитащ неравномерното натоварване на навивките на резбата. Обикновено се приема, че той е в границите 0,65 - 0,80.

Съгласно якостното условие за повърхностен натиск /смачване/ можем да запишем

$$/1.47/ \quad \sigma_{cm} = \frac{P_1}{F_{cm}} = \frac{P}{\pi d_2 t} = \frac{P}{z\varepsilon \pi d_2 t} \leq [\sigma_{cm}],$$

където  $F_{cm} = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)$  е проекцията на допирната повърхност на една навивка, а  $[\sigma_{cm}]$  е допустимото напрежение на смачване.

Съгласно якостното условие на срязване в сечение 1 на болта можем да запишем

$$/1.48/ \quad \tau_{cp} = P_1/F_{cp} = P/(z\varepsilon \pi d_1 b) \leq [\tau_{cp}],$$

където  $F_{cp} = \pi d_1 b$  е лицето, по което става срязване, а  $[\tau_{cp}]$  е допустимото напрежение на срязване за материала на болта.

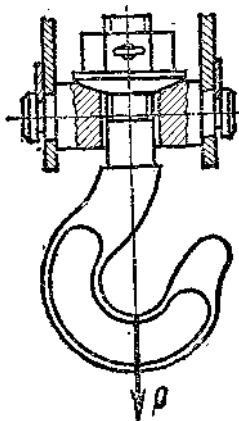
Аналогично на /1.48/ може да се запише якостното условие за срязване в сечението 2 на гайката.

Ако материалите на болта и гайката са еднакви, на срязване се пресмята само материалът на болта, тъй като  $d_1 < d$ .

Обикновено за стандартни стоманени гайки се приема височина на гайката  $H = 0,8d$ . Броят на навивките на гайката като правило трябва да не надвишава  $z=10$ .

б/ Пресмятане стеблото на болта. Начините за пресмятане на болта са в зависимост от вида на натоварването и условията на работа. Тук ще разгледаме случаи, при които резбовото съединение е статично натоварено.

1. Предварително ненапрегнати резбови съединения. Характерно за тези



фиг. 1.38

съединения е, че осовата сила  $P$  започва да действа след

като съединението е осъществено. Типичен пример за такова съединение е крановата кука, показана на фиг.1.38.

От якостното условие на опън, в сечението отслабено от нарязаната резба

$$/1.49/ \quad \sigma_{оп} = \frac{4P}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_{оп}],$$

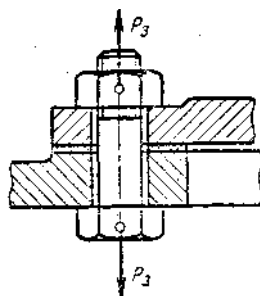
се определя вътрешният диаметър на резбата

$$/1.50/ \quad d_1 \geq [4P/(\pi[\sigma_{оп}])]^{0.5},$$

където  $[\sigma_{оп}]$  е допустимото напрежение на опън за материала на болта.

От определения вътрешен диаметър на резбата  $d_1$  се избира стандартна резба.

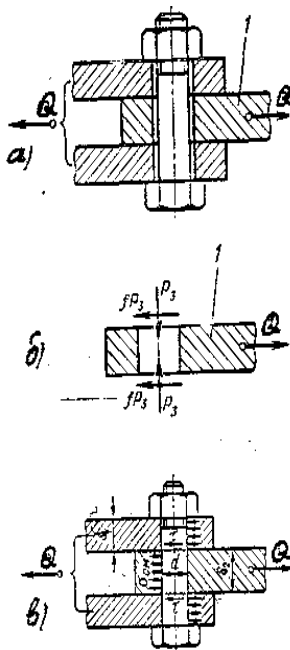
**2. Предварително напрегнати резбови съединения.** Този вид съединения са най-често срещаните в практиката. Прк тях в резбовото съединение са включени и допълнителни елементи /фиг.1,39/. Осовата сила на затягане  $P_3$  се изменя непрекъснато, докато има относително въртене на гайката по отношение на болта. В стеблото на болта се създават едновременно напрежения на опън от осовата сила и напрежения на усукване от момента на триене в резбата.



Фиг. 1.39

Пресмятанията показват, че за стандартни метрични резби еквивалентното напрежение  $\sigma_{екв}$  числено е с 30% по-голямо от напрежението, което би изпитало стеблото на болта при чист опън. Това позволява якостното пресмятане на болта да се извърши по следната опростена формула

$$/1.51/ \quad \sigma_{екв} = [4.1,3P_3/(\pi d_1^2)] \leq [\sigma_{оп}].$$



Фиг. 1.40

3. Реабози съединения, натоварени с напречни сили. Условието за надеждност на тези съединения е недопускане на приплъзване между съединяваните детайли. Конструкцията на съединението може да бъде изпълнена по два начина; чрез непасвани болтове /между болта и отвора има хлабина/ и чрез пасвани болтове /между болта и отвора няма хлабина/.

При непасваните болтове /фиг.1.40а/ външното натоварване  $Q$  се уравнисява от силите на триене в допирните повърхности на съединяваните детайли вследствие затягането на болта със сила  $P_3$ . От условието за равновесие на детайл 1 може да се напише /фиг.1.40б/

$$/1.52/ \quad Q \leq T = f P_3 i,$$

откъдето силата на затягане

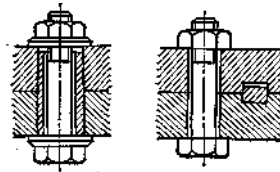
$$/1.53/ \quad P_3 = K Q / (if)$$

В /1.53/  $i$  е броят на допирните повърхнини на съединяваните детайли, в случая  $i=2$ ,  $k$  е коефициент на сигурност, който при статкчно натоварване се приема от 1,3 до 1,5.

Тъй като болтът е предварително напрегнат, якостното условие има следния вид

$$/1.54/ \quad \sigma_{екв} = 1,3 P_3 / F = 4,1,3 k Q / (if \pi d_1^2) \leq [\sigma_{оп}].$$

За намаляване диаметра на болтовете, поставени в отворите с хлабина, а също и за да се осигури съединението срещу евентуално приплъзване, се използват т.нар. разтоварващи елементи /втулки, шпонки и др./, показани на фиг.1.41/.



фиг. 1.41

За намаляване диаметра на болтовете, поставени в отворите с хлабина, а също и за да се осигури съединението срещу евентуално приплъзване, се използват т.нар. разтоварващи елементи /втулки, шпонки и др./, показани на фиг.1.41/.

При пасваните болтове /фиг.1.40в/ стемлата им се изработват така, че да влязат плътно в предварително райберованите отвори на свързващите елементи. Външното натоварване  $Q$  натоварва болта на срязване и смачкване. При якостното пресмятане, силата на триене между допирните повърхнини не се взема предвид, тъй като затягането на болта не е задължително.

Стемлото на болта се пресмята на срязване и проверява на смачкване, както следва

$$/1.55/ \quad d = [4Q / (\pi [\tau_{ср}] i)]^{0,5},$$

$$/1.56/ \quad \sigma_{см} = Q / F_{см} = Q / d \delta_1 \leq [\sigma_{см}],$$

където  $d$  е диаметърът на пасвания болт,  $i$  е броят на сеченията, по които става срязване,  $\delta_1$  е дебелината на детайл 1; при  $\delta_1 > 2 \delta_2$  в /1.56/ се замества общата дебелина  $\delta_2$ .

Обикновено при непасвани болтове съединението е по-евтино. Съединението с пасвани болтове изисква последните да имат сравнително по-големи диаметри.

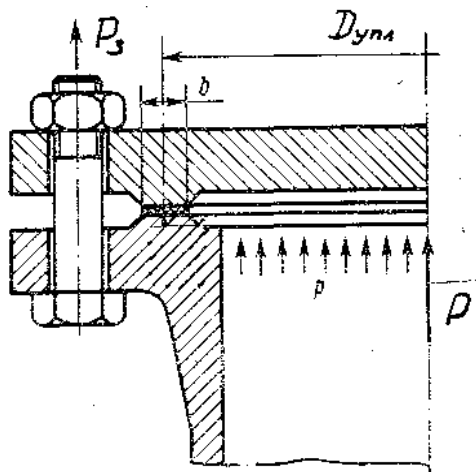
4. Предварително напрегнати резбови съединения, които са допълнително натоварени на опън. Тези съединения се употребяват главно в здравоплътните съединения, т.е. в съединения, осигуряващи не само якост, но и херметичност,



например при фланцовите съединения за тръбопроводната арматура, при закрепване на капаци на съдове под вътрешно налягане, при конструкции на уреди, които се поставят непосредствено на технологичните линии и др.

За да се осигури якост и херметичност на съединението под действието на вътрешното налягане на флуида, е необходимо болтовете /винтовете, шпилките/ да бъдат предварително затегнати с осова сила  $P_3$ . В резултат на предварителното затягане болтът е подложен на опън, а съединяваните детайли - на натиск /фиг.1.42/.

Осовата сила  $P$  се определя от израза:



фиг. 1.42

$$/1.57/ \quad P=Q/i = \frac{p\pi D_{упл}^2}{4i},$$

където  $p$  е вътрешното налягане на флуида,  $D_{упл}$  е средният диаметър на уплътнението, а  $i$  е броят на болтовете.

Под действие на силата  $P$  болтът допълнително ще се удължи, а натиснатите детайли частично ще се разтоварят, при което допълнителното удължение на болта е равно на свиването на свързващите детайли, т. е.

$$/1.58/ \quad \Delta l_{б,p} = \Delta l_{д,p}.$$

Силата на натиск ще се намали от  $P_3$  до  $P_{ст}$ . Доказва се /8/, че силата, действаща на болта и подлагаща го на опън, може да се изчисли с израза

$$/1.59/ \quad P_{изч} = P_{ст} + P = P_3 + \acute{\epsilon}P$$

където  $\acute{\epsilon}$  е коефициентът на основното натоварване; за приблизителни изчисления при съединяване на стоманени и чугунени детайли без уплътнение се приема  $\acute{\epsilon} = 0,2 - 0,3$ , за метални детайли, съединявани с помощта на еластични уплътнения /гума, паронит и др./ се приема  $\acute{\epsilon} = 0,4 - 0,5$ .

Препоръчва се /5/ затягащата сила да се изчислява с израза:

$$/1.60/ \quad P_3 = k_3(1-\acute{\epsilon})P,$$

където  $k_3$  е коефициентът на затягане при постоянно натоварване  $k_3 = 1,25 - 2$ , при променливо натоварване  $k_3 = 2,5 - 4$ .

Замествайки /1.60/ в /1.59/, за изчислителната стойност на осовата сила, действаща в болтовете, се получава израза

$$/1.61/ \quad P_{изч} = [k_3(1-\acute{\epsilon}) + \acute{\epsilon}]P.$$

При якостното пресмятане на болта е необходимо да се вземе предвид влиянието на момента на триене при затягане /9/.

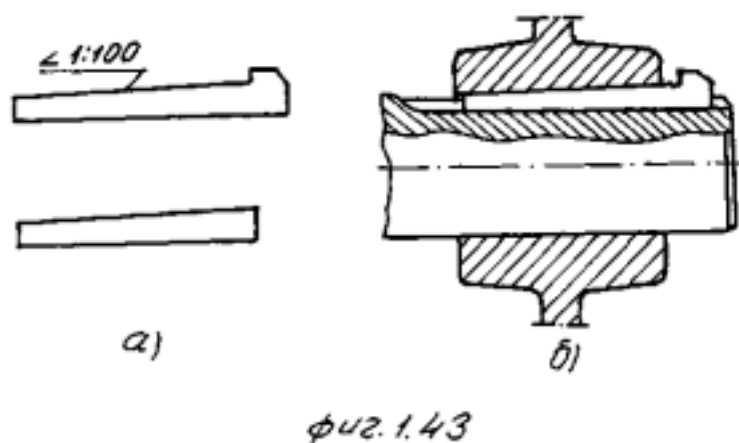
## 1.8. ШПОНКОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

### 1.8.1. Основни понятия и видове шпонкови съединения

Шпонковите съединения са разглобяеми съединения и служат за закрепване на различни машинни елементи /зъбни колела, ремъчни шайби, дискове и др./ върху осите и валове, които предават въртливо движение. Елементът, посредством който се осъществява съединението, се нарича шпонка. В зависимост от формата си шпонките са: клинови, призматични, сегментни и цилиндрични. Размерите на шпонките и техните допуски са стандартизирани.

При шпонковите съединения е необходимо изрязване на надлъжни канали във вала и главината, в които се поставя шпонката. Тези съединения са прости по конструкция, сигурни и позволяват бързо сглобяване и разглобяване. Като основен недостатък е отслабването на вала и главината от надлъжните канали в тях, които водят до появата на концентрация на напреженията.

В зависимост от формата на шпонките различаваме следните видове шпонкови съединения: с клинова шпонка /фиг.1.43/, с призматична шпонка /фиг.1.44/, със сегментна шпонка /фиг.1.45/ и с цилиндрична шпонка /фиг.1.46/.

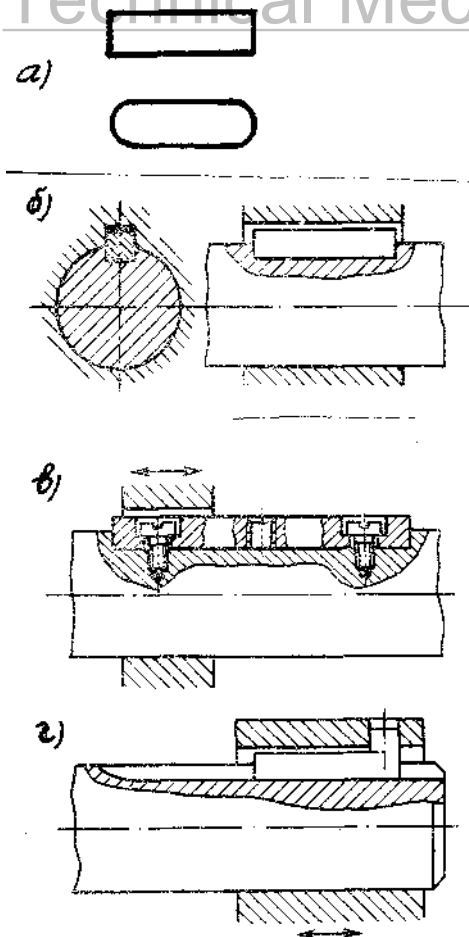


Клиновата шпонка представлява призматичен клин с наклон 1:100 по горната страна. Според формата на челото клиновите шпонки са: с глаза и без глаза /фиг. 1.43а/. Клиновата шпонка се набива между вала и главината чрез удари с чук. В резултат на това се създава напрегнато съединение /фиг.1.43б/, способно да предава освен въртящ момент, също така и незначителни осови сили. При тях не е необходимо застопоряване на главината срещу евентуално осово преместване.

Основен недостатък на съединенията осъществени чрез клинови шпонки, е изместването на осите на съединените детайли /например вала и зъбното колело/, в резултат на което възниква радиално биене. Поради това те се използват сравнително рядко - при бавноходни предавки с ниска точност.

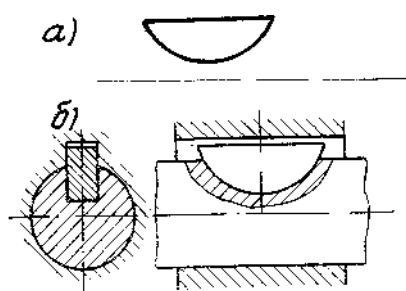
Призматичните шпонки се изработват с правоъгълно напречно сечение с плоски или закръглени краища /фиг.1.44а/. При шпонковите съединения с призматична шпонка /фиг.1.44б/ се получава добра центровка на свързваните детайли, които обаче не са осигурени от осово изместване. За осово застопоряване на главината се използват ограничителни пръстени, стопорни винтове и др.

По предназначение призматичните шпонки се подразделят на: обикновени, които се употребяват за неподвижно съединяване на главината с вала /фиг.1.44б/, направляващи, които намират приложение, когато е необходимо преместване на главината по дължината на вала /фиг.1.44в/, плъзгащи, които се преместват по дължината на вала заедно с главината /фиг.1.44г/.

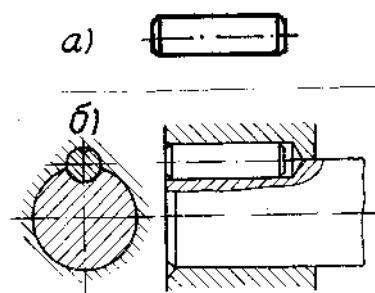


фиг. 1.44

Сегментната шпонка /фиг.1.45а/ представлява сегментна пластина, поставена със закръглената си част в канал със съответната форма във вала /фиг.1.45б/. Тези шпонки са удобни прк монтаж и демонтаж, лесно се изработват, но са подходящи само при предаване на сравнително малки въртящи моменти. Обикновено намират приложение за закрепване на детайли в краищата на валове.



фиг. 1.45



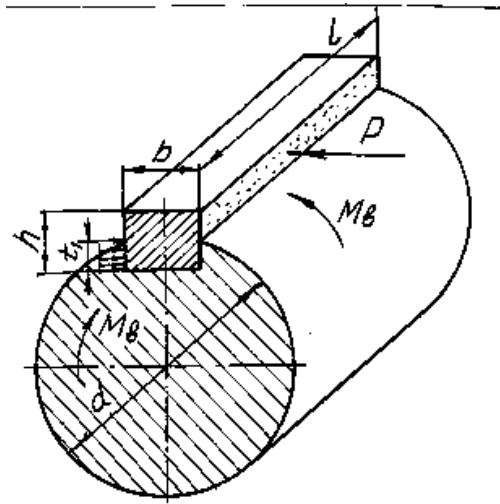
фиг. 1.46

Цилиндричната шпонка /фиг.1.46а/ намира приложение при малки диаметри на валове. Те се поставят в челото на вала в отвор, пробит успоредно на оста на вала /фиг.1.46б/.

## 1.8.8. Пресмятане на шпонковите съединения

Размерите на шпонките са стандартизирани и напречните им размери се избират в зависимост от диаметъра на вала. Дължината на шпонките се определя от якостни съображения и се закръглява до стандартна стойност.

При предаване на въртящия момент  $M_v$  страничната повърхнина на шпонката /фиг.1.47/ е подложена на повърхностен натиск /смачване/, а надлъжното и сечение на срязване.



фиг.1.47

Якостното условие на смачкване има вида

$$/1.62/ \quad \sigma_{cm} = P/F_{cm} = 2Mb/[d(h-t_1)l] \leq [\sigma_{cm}],$$

където  $b$  е диаметър на вала,  $h$  е височината на шпонката,  $t_1$  е дълбочината на шпонъчния канал във вала,  $l$  е изчислителната дължина на шпонката, а  $[\sigma_{cm}]$  е допустимото напрежение на смачкване на по-слабия материал.

Напречните размери на шпонките се подбират така, че да отговарят на якостното условие на срязване

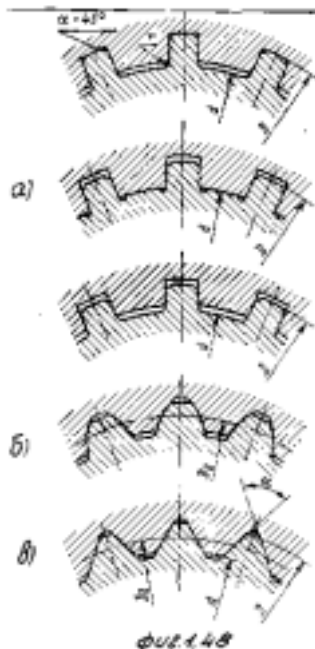
$$/1.63/ \quad \tau_{cp} = P/F_{cp} = 2Mb/(dbh) \leq [\tau_{cp}],$$

кадето  $b$  е ширината на шпонката, а  $[\tau_{cp}]$  е допустимото напрежение на срязване на материала на шпонката.

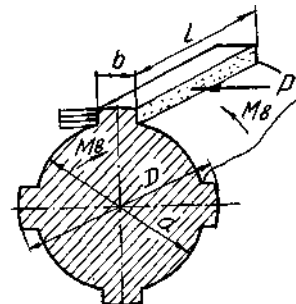
## 1.9. ШЛИЦОВИ /ЗЪБНИ/ СЪЕДИНЕНИЯ

### 1.9.1. Основни понятия и класификация

Шлицовите съединения се образуват чрез оформяне на издатини на вала и съответно вдлъбнати в главината на закрепения върху вала детайл. В зависимост от формата на издатините и вдлъбнатините шлицовите съединения са: с правоъгълен профил /фиг.1.48а/, с еволвентен профил /фиг.1.48б/ и с триъгълен профил /фиг.1.48в/.



фиг.1.48



фиг.1.49

Различаваме шлицови съединения с центриране по вътрешния или по страничните повърхнини /фиг.1.48а/.

Центрирането по диаметрите осигурява по-голяма съосност между вала и главината. При по-тежки експлоатационни условия се препоръчва центриране по страничните повърхнини, което осигурява по-равномерно разпределение на натоварването по шлицовете.

Шлицовите съединения в сравнение с шпонковите имат следните предимства; при еднакви габарити предават по-голям въртящ момент, осигуряват по-добро центриране на съединяваните детайли, имат по-малка концентрация на напреженията вследствие липсата на шпонъчни канали.

## 1.9.2. Пресмятане на шлицовите съединения

Шлицовите съединения са стандартизирани и напречните им размери се избират в зависимост от диаметъра на вала. Ето защо тези съединения се проверяват на смачкване /фиг.1.49/ по условието

$$/1.64/ \quad \sigma_{cm} = P/F_{cm} = \frac{8M_v}{(D^2 - d^2)l z \epsilon} \leq [\sigma_{cm}],$$

където  $M_v$  е предаваният въртящ момент,  $D$  е външният диаметър, а  $d$  е вътрешният диаметър на съединението,  $l$  е дължината на допирната повърхнина на шлицовете,  $z$  е броят на шлицовете, а  $\epsilon = 0,7 - 0,75$  е коефициент, отчитащ неравномерното натоварване между шлицовете в зависимост от точността на изработката.

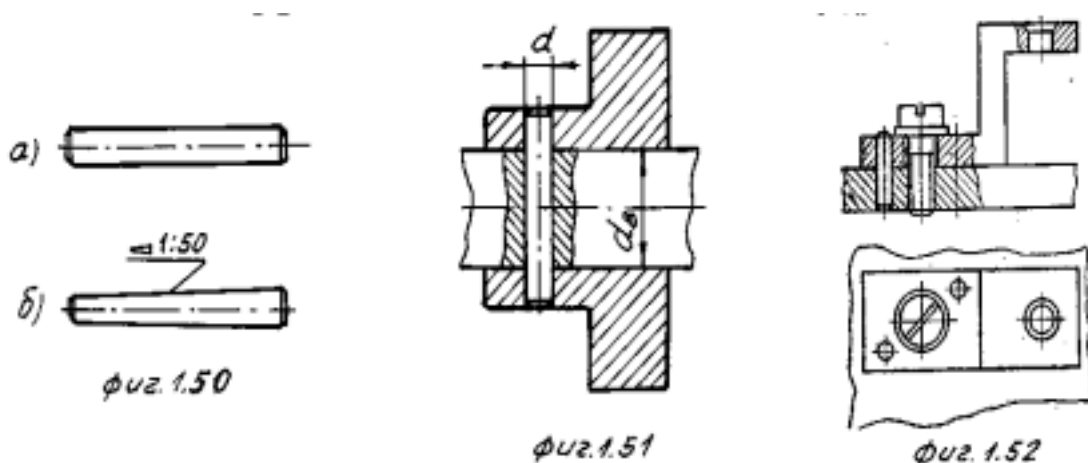
При избрано стандартно шлицово съединение /  $D, d, z$  / и определена стойност на допустимото напрежение се пресмята дължината на съединението  $l$ .

## 1.10. ЩИФТОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

### 1.10.1. Основни понятия и класификация

Щифтовите съединения служат за свързване на две или повече части или за осигуряване /центриране/ взаимното разположение на свързани по друг начин елементи. По своя характер това са разглобяеми съединения.

По форма щифтовете са-различни. Най-голямо приложение намират цилиндричните /фиг.1.50а/ и конусните щифтове /фиг.1.50б/. Основният тип щифтове е цилиндричният, който се използва за закрепване на въртящи се детайли /фиг.1.51/ и за центриране на детайли върху плоскост /фиг.1.52/.



Щифтовете се поставят със стегнатост и се задържат вследствие силата на триене. Недостатък на тези съединения е неизбежната радиална хлабина, която довежда до изместване на детайлите или отделянето им при изпадане на щифта. За да бъде осигурен щифтът от изпадане, трябва щифтовата връзка да притежава необходимата стегнатост.

Конусните щифтове дават възможност за получаване на по-точно и по-здравосъединение и са предпазени от самоизпадане през време на работа. Те обаче по-трудно се изработват.

За по-добро съвпадане на отворите и осигуряване на необходимата сглобка е целесъобразно изработването на отворите в детайлите на съединението да става едновременно.

## 1.10.2. Пресмятане на щифтовите съединения

Щифтовите съединения се проверяват на срязване. Диаметърът на щифта се избира от съотношението

$$/1.65/ \quad d = (0,2 - 0,25) d_v,$$

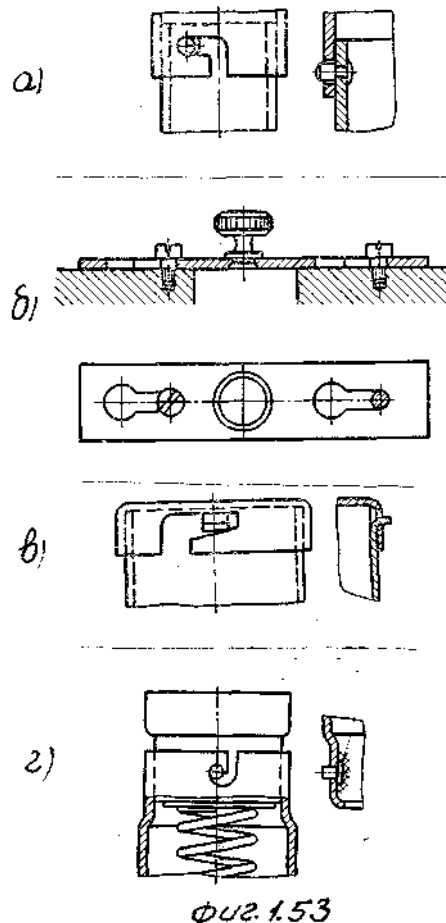
където  $d_v$  е диаметърът на вала.

За съединение, предаващо въртящ момент  $M_v$  чрез щифт имащ две срязващи повърхнини /фиг.1.51/, якостното условие на срязване е

$$/1.66/ \quad \tau_{cp} = 4P_{cp}/(2\pi d^2) = 8M_v/(2\pi d_v d^2) \leq [\tau_{cp}],$$

където  $[\tau_{cp}]$ , е допустимото напрежение на срязване на материала на щифта.

Байонетните съединения представляват лесно разглобяеми връзки, най-често между цилиндрични части, които се осъществяват чрез вкарване на елементите един в друг и последващо завъртане. Издатъкът и каналът могат да се разполагат на цилиндрична /фиг.1.53а/ или на плоска повърхност /фиг.1.53б/. За части с





цилиндрична форма е необходимо минимум един издатък, а за части с плоска форма - два.

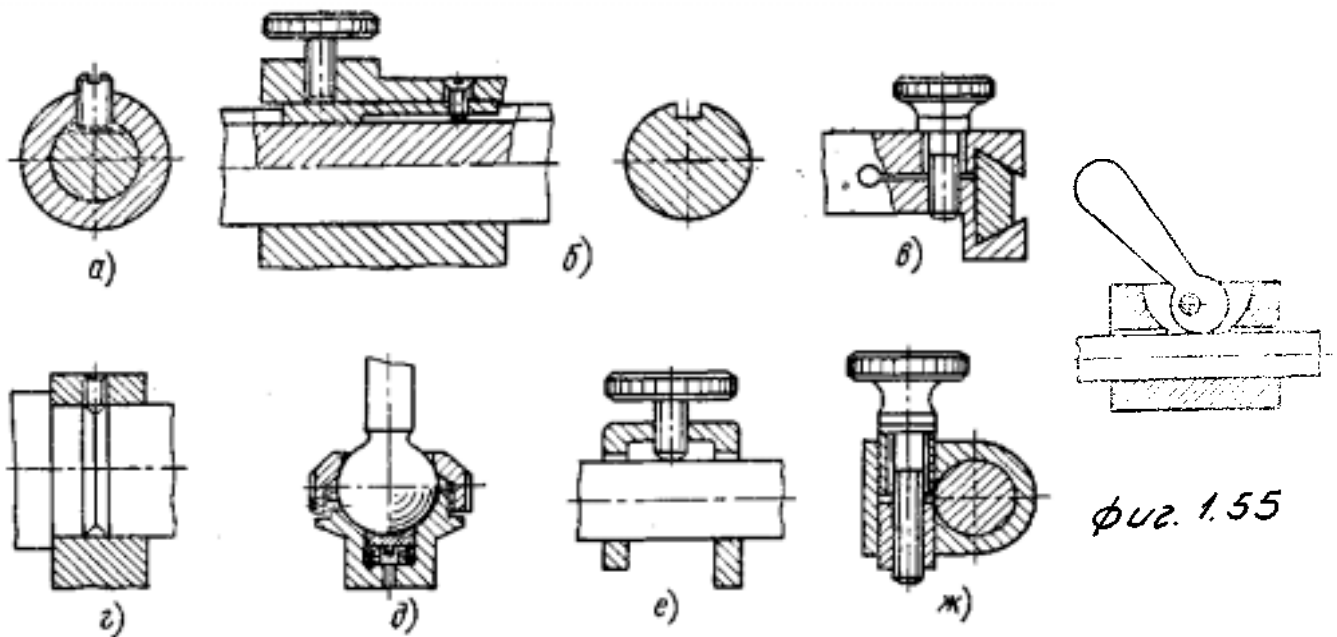
Байонетните съединения се разделят на прости и сложни. Простите байонетни съединения са без застопоряване на взаимното положение на съединяваните детайли /фиг.1.53а/ и със застопоряване /фиг.1.53в/. В сложните байонетни съединения закрепването на детайлите се осъществява за сметка на триещата сила /фиг.1.53в/ или от действието на пружина /фиг. 1.53г/. С този вид съединения се свързват елементи, които често се разглобяват и сглобяват, както и такива, които работят в условията на вибрации.

## 1.12. СЪЕДИНЕНИЯ ЧРЕЗ ЗАТЯГАНЕ

### 1.12.1. Основни понятия и класификация

Съединения чрез затягане /фрикционни съединения/ се наричат разглобяеми съединения, позволяващи да се застопоряват подвижни части в определено положение за сметка на триещата сила.

По характера на движението на застопоряваните части съединенията чрез затягане са: с линейно преместване /фиг.1.54а, б, в/, с ъглово преместване /фиг.1.54.г,д/ и с комбинирано преместване /фиг.1.54е,ж/.

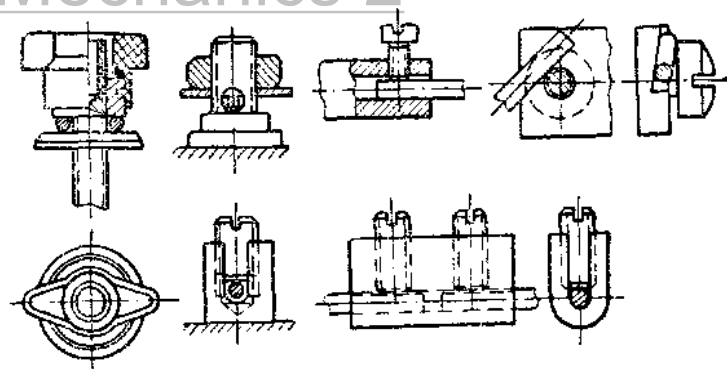
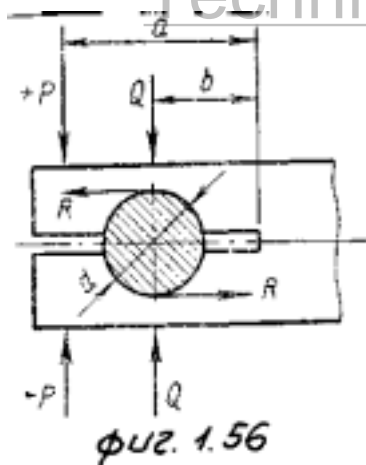


Затягащите съединения с ексцентрицитет /фиг1.55/ са удобни, когато се налага бързо освобождаване на елементите им в ново положение един спрямо друг.

### 1.12.2. Пресмятане на съединенията чрез затягане

За осъществяване на надеждно съединение чрез затягане /фиг.1.56/ е необходимо предаваният въртящ момент  $M_v$  да бъде по – малък от триещия момент  $M_{тр}$ , предизвикан от силата на затягане на винта  $P$ .





/1.67/  $Q = Pa/b,$

и можем да запишем условието

/1.68/  $M_{тр} = 2fQd/2 = fPda/b \leq M_b.$

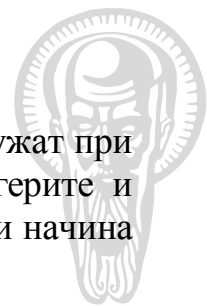
Силата на затягане на винта определена от /1.68/ ще бъде

/1.69/  $P \geq M_b b / (fda).$

На /фиг.1.57/ са показани примери, използвани в слаботоковата електротехника за временно съединяване на електрически проводници.

## Глава 2

### ЕЛЕМЕНТИ НА ВЪРТЕЛИВОТО ДВИЖЕНИЕ

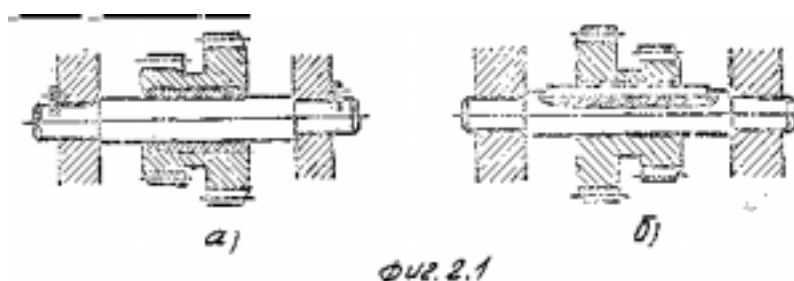


В тази глава са разгледани елементите с общо предназначение, които служат при предаване на въртеливото движение. Към тях спадат осите, валове, лагерите и съединителите. Тъй като осите и валове имат много общо в конструкцията и начина на пресмятане, прието е да се изучават заедно.

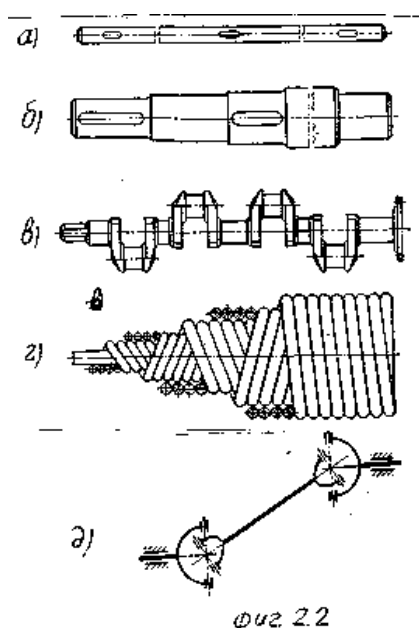
#### 2.1. ОСИ И ВАЛОВЕ

##### 2.1.1. Основни понятия и определения

Детайлите, върху които са монтирани въртящи се части /зъбни колела, ремъчни шайби, дискове и др./, се наричат оси или валове. Осите са елементи, подложени само на огъване, а валове - на сложна съпротива; огъване и усукване. Осите могат да бъдат неподвижни /фиг.2.1а/ и да се въртят в опорите си без да предават въртящ момент /фиг.2.1б/.



В зависимост от вида на геометричната ос валове са: праволинейни /фиг.2.2а,б/, колянни /фиг.2.2в/, еластични /фиг.2.2г/ и съставни наречени карданни /фиг.2.2д/.



Колянните валове намират приложение в буталните машини и механизмите за превръщане на въртеливото движение в праволинейно-възвратно или обратно. Еластичните /гъвкавите/ валове служат за предаване на въртеливо движение между елементи, които по време на работа променят взаимното си положение. Карданните валове предават въртеливо движение между валове с пресичащи се оси.

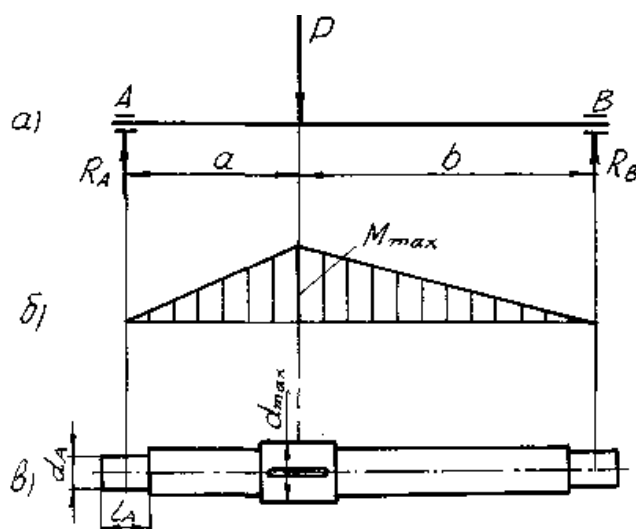
Праволинейните оси и валове могат да бъдат гладки /фиг.2.2а/ или стъпални /фиг.2.2б/. Преходите между отделните участъци с различни диаметри трябва да бъдат плавни и очертани с възможно по-голям радиус. Така се постига значително намаляване на концентрацията на напреженията в мястото на прехода, което е особено опасно поради това, че валът и въртящата се ос са подложени на променливи напрежения.

Участъците от осите и валове, лежащи в опорите, се наричат шийки. Те поемат само радиални натоварвания. Обикновено крайните шийки, поемащи осеве товари, се наричат пети.

Осите и валове с кръгово или пръстеновидно напречно сечение се изработват най-често. По-неотговорни оси и валове се изработват от Ст5 и Ст6. В общото машиностроене намират широка употреба конструкционните средновъглеродни стомани марки 35,40,45 и нисколегираните марки 40Х,40ХНМА, 30ХГС и др. Във фината механика и уредостроенето някои оси и валове се изработват от цветни метали или пластмаси.

## 2.1.2. Пресмятане на осите

Осите се пресмятат на сгъване. При известно външно натоварване и линейни размери на оста /фиг.2.3/ пресмятането се извършва при спазване на следната последователност:



фиг.2.3

1. Начертава се схема на оста /фиг.2.3а/, поставя се външното натоварване и се намират опорните реакции. В случая те се определят чрез изразите

$$/2.1/ \quad R_A = P \cdot a / (a+b), \quad R_B = P \cdot b / (a+b).$$

2. Начертава се диаграмата на огъващия момент /фиг.2.3б/ и се определя максималната му стойност

$$/2.2/ \quad M_{\max} = Pab / (a+b).$$

3. От якостното условие на сгъване

$$/2.3/ \quad \sigma_{\text{ог}} = M_{\max} / W_y \leq [\sigma_{\text{ог}}]$$

се определя максималният диаметър на оста

$$/2.4/ \quad d = [32 M_{\max} / (\pi [\sigma_{\text{ог}}])]^{1/3},$$

където  $W_y$  е съпротивителният момент на напречното и сечение, а  $[\sigma_{\text{ог}}]$  е допустимото напрежение на огъване на материала на оста.



Ако в застрашеното сечение има шпонъчен канал, така пресметнатият диаметър е необходимо да се увеличи с 8 - 10% и да се закръгли до стандартна стойност.

4. Размерите на крайните шийки обикновено се приемат еднакви. Пресмята се понатоварената шийка от условието на якост

$$/2.5/ \quad \sigma_{ог} = M_{ог}/W_y = 32 R_A l_A / (\pi d_A^3) \leq [\sigma_{ог}]$$

и от условието за добро смазване и за допустим повърхностен натиск

$$/2.6/ \quad p_A = R_A / (d_A l_A) \leq [p].$$

В /2.6/ [p] е допустимото специфично налягане, зависещо както от материалите на оста и лагера, така и от начина на смазване.

На /фиг.2.3в/ е показано конструктивното оформление на пресметнатата ос.

## 2.1.3. Пресмятане на валове

Валове се пресмятат якостно, деформационно и по критични обороти. Якостното им пресмятане най-често става по следния начин. В зависимост от условията на работа, характера и големината на натоварването се избира подходящ материал на вала с известни механични характеристики. След това се начертава схемата на вала с нанесени върху нея външно натоварване и линейни размери. За валове, работещи едновременно на огъване и усукване, се пресмята еквивалентният момент /най-често по трета якостна теория/ с помощта на израза

$$/2.7/ \quad M_{екв} = (M_{ог}^2 + M_{ус}^2)^{0.5}.$$

От якостното условие при сложна съпротива

$$/2.8/ \quad \sigma_{екв} = M_{екв}/W_y \leq [\sigma_{ог}],$$

се определя максималният диаметър на

$$/2.9/ \quad d = [32 M_{екв} / (\pi [\sigma_{ог}])]^{1/3},$$

който се закръглява до стандартна стойност.

Валове, при които огъващите моменти са малки в сравнение с усукващия момент  $M_{ус}$ , се пресмятат въз основа на якостното условие на усукване

$$/2.10/ \quad \tau_{ус} = M_{ус}/W_c = 16 M_{ус} / (\pi d^3) \leq [\tau_{ус}],$$

където  $[\tau_{ус}]$  е допустимото тангенциално напрежение за материала на вала, а  $W_c$  е полярният съпротивителен момент на напречното сечение.

За по-отговорни конструкции е необходимо валът да се провери на умора /18/. Деформационното пресмятане на валове е разгледано подробно в част I на настоящия учебник.

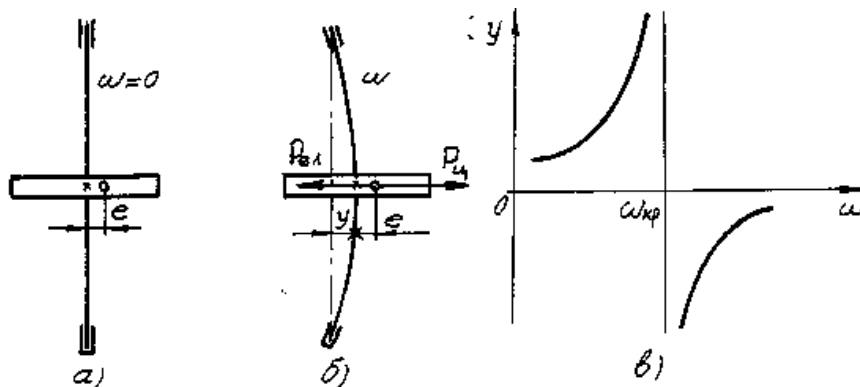
При бързоходните валове неуравновесените маси на въртящите се с вала елементи предизвикват напречни принудени трептения с определена честота. Когато тази честота стане равна на собствената честота на вала, настъпва явлението резонанс, при което амплитудата на трептене на вала бързо нараства, докато се стигне до неговото разрушаване. Оборотите /ъгловата скорост/, при които настъпва резонанс на трептенията на вала, се наричат критични.

Нека разгледаме случай, при който валът е подпрян на две опори и в средата е поставен диск с тегло  $G$ , приложено на разстояние  $e$  от геометричната ос на въртене на вала /фиг.2.4а/.

При равномерно въртене с ъглова скорост  $\omega$ , средата на вала получава напречното преместване  $y$  /фиг.2.4б/ под действието на центробежната сила

$$/2.11/ \quad P_c = m a_n = m \omega^2 (y + e),$$

където  $m = G/g$  е масата на диска,  $y + e$  е радиусът на въртене на центъра на тежестта на диска.



фиг. 2.4

Центробежната сила, действаща върху вала поражда еластична съпротивителна сила, пропорционална на преместването, т.е.

$$/2.12/ \quad R_{ел} = cy,$$

където  $c$  е еластична константа /силата, предизвикваща провисване на вала, равно на единица/.

При установен режим на работа на вала е изпълнено условието

$R_{ц} = R_{ел}$ , или  $m\omega^2(y+e) = cy$ ; откъдето за преместването  $y$  се получава израз

$$/2.13/ \quad y = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2}.$$

От /2.13/ следва, че с нарастването на ъгловата скорост се увеличава преместването /фиг.2.4в/. При  $\omega = (c/m)^{0,5}$   $y$  клони към безкрайност, а при  $\omega > (c/m)^{0,5}$  намалява. Ъгловата скорост  $\omega = (c/m)^{0,5}$  наречена критична и при достигането и валът би трябвало да се разруши. Следователно критичната ъглова скорост и критичните обороти се определят чрез изразите

$$/2.14/ \quad \omega_{кр} = (c/m)^{0,5}$$

$$/2.15/ \quad n_{кр} = 30 \omega_{кр} / \pi.$$

Повечето валове работят при  $n < n_{кр}$ . За намаляване на опасността от резонанс се препоръчва  $n \leq 0,7 n_{кр}$ . За бързоходни валове обикновено се приема  $n \geq 1,3 n_{кр}$ . Бързото преминаване през критичните обороти при тях е свързано с резонансни трептения, които по-късно затихват /16/.

## 2.2. ЛАГЕРИ

### 2.2.1. Основни понятия и класификация

Лагерите служат за опори на валове и въртящите се оси и могат да поемат радиални и осови натоварвания, като ги предават на корпуса на машините и механизмите.

Според вида на триенето, съществуващо между относително въртящите се повърхности, лагерите са: плъзгащи и търкалящи. В плъзгащите лагери съществува триене при плъзгане между допирните повърхности на лагера и вала. В търкалящите лагери чрез допълнителни елементи се осъществява триене при търкаляне.

За намаляване на триенето, а също така и за охлаждане в лагерите се предвиждат различни начини за смазване.

Според направлението на натоварването спрямо оста на въртене лагерите са: радиални, които поемат само радиални товари, аксиални /осеви/, които поемат само аксиални товари и радиално-аксиални, които поемат както радиални, така и аксиални товари.

Основни изисквания към лагерите са да имат малък триещ момент, голяма износоустойчивост, дълготрайност и надеждност.

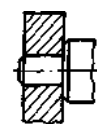
## 2.2.8. Плъзгащи лагери

Плъзгащите лагери в повечето случаи се състоят от два основни елемента: корпус и втулка от антифрикционен материал. Предимствата на плъзгащите лагери са: сравнително малки радиални размери, нечувствителност към удари и вибрации, голяма дълготрайност при осигурено течно триене между допирните работни повърхнини, добра възможност за ремонт. Като основни недостатъци могат да се посочат: относително големи загуби от триене, затруднено смазване при високи скорости и големи натоварвания, големи осови размери, необходимост от използване на дефицитни материали.

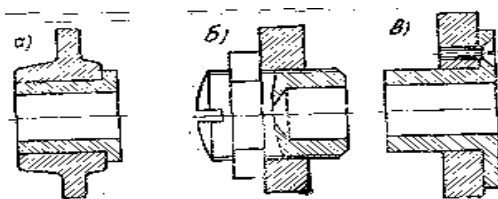
Според формата на шийката плъзгащите лагери се подразделят на: цилиндрични, конусни, сферични и др., а според конструкцията - на неразглобяеми и разглобяеми. Неразглобяемите лагери се употребяват предимно в уредите и при бавноходните слабо натоварени валове. Те могат да се изработват непосредствено в корпуса на уреда, машината или като самостоятелни възли.

Цилиндрични плъзгащи лагери. Цилиндричните плъзгащи лагери са получили най-широко разпространение в общото машиностроене. Те са прости до конструкция, евтини, имат голяма носеща способност, работят безшумно, В механизмите и уредите цилиндричните плъзгащи лагери обикновено се изработват неразглобяеми.

Най-простият неразглобяем цилиндричен плъзгащ лагер представлява отвор в корпуса /фиг.2.5/. Такива лагери се използват само когато дебелината на корпуса е достатъчно голяма и материалът му отговаря на определени изисквания. При значителни натоварвания и високи периферни скорости се получава износване на



фиг.2.5



фиг.2.6

отвора, което довежда до изменение положението на геометричната ос на вала и до необходимост от заменяне на корпуса с нов. В такива случаи обикновено в корпуса се поставя лагерна втулка /фиг.2.6/, която се съединява към корпуса чрез неподвижна сглобка /фиг.2.6а/, с резбово съединение /фиг.2.6б/ или фланцово с винтове /фиг.2.6в/.

Материалът на лагерните втулки трябва да бъде износоустойчив, технологичен и да притежава малък коефициент на триене. За стоманени шийки лагерните втулки се изработват от чугун, бронз или месинг. В някои случаи лагерните втулки се правят биметални, т.е. върху стоманена, чугунена или бронзова основа се нанася антифрикционен материал. От неметалните материали подходящи за лагерни втулки са текстолит, бакелит, капрон, тефлон и др.

В точното уредостроене за намаляване на триещия момент и износването лагерите се изработват от по-твърд материал /естествени и изкуствени минерали/ спрямо този на шийката.

Тъй като основните размери на цилиндричните плъзгащи лагери се определят конструктивно в зависимост от диаметъра на вала, практически пресмятането им има проверочен характер.

За ограничаване на износването трябва да бъде изпълнено условието:

$$/2.16/ \quad p = R/(dl) \leq [p]$$

където  $p$  е радиалното натоварване,  $d$  е диаметърът, а  $l$  е дължината на лагерната шийка и  $[p]$  е допустимото специфично налягане.

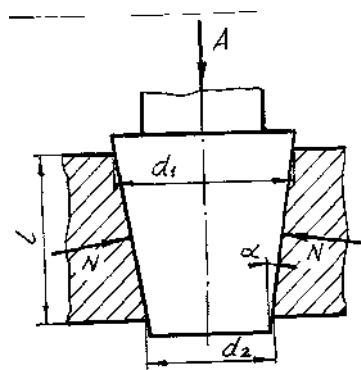
За предпазване от прегряване на лагера, като се вземе предвид, че интензивността на топлоотделянето е пропорционална на специфичната мощност на триещите сили, трябва да бъде изпълнено условието

$$/2.17/ \quad pV = (R\pi dn)/(dl \cdot 60 \cdot 1000) \leq [pV].$$

В него  $n$  са оборотите на вала,  $[pV]$  е допустимата стойност на произведението  $pV$ , наречено още критерий на топлоустойчивост.

В точното уредостроене, където триенето в плъзгащите лагери е от голямо значение, е необходимо да се пресмята триещият момент в лагера. За цилиндрични плъзгащи лагери триещият момент се определя с израза

$$/2.18/ \quad M_{тр} = fRd/2,$$



фиг. 2.7

където  $f$  е коефициентът на триене при плъзгане между шийката и лагера.

Сглобката при цилиндричните плъзгащи лагери е обикновено H7/f7, а в по-неотговорни случаи H8/e9. При малки периферни скорости се препоръчват сглобките H7/g6 и H6/g5.

Конусни и опорни плъзгащи лагери. При наличието на радиални и аксиални сили обикновено в уредостроенето се прилагат плъзгащи лагери с конусна работна повърхнина /фиг.2.7/. Предимствата им пред цилиндричните плъзгащи лагери са в по точното центриране на шийката на вала и във възможността за регулиране на радиалната хлабина. Това регулиране може да става при монтажа или в процеса на експлоатация чрез осово изместване на лагера или вала. Недостатъци на конусните плъзгащи лагери са големият триещ момент, опасността от заклинване и по-трудната им изработка.

Основен конструктивен параметър на конусните плъзгащи лагери е конусността /фиг.2.7/

$$/1.19/ \quad k = (d_1 - d_2)/l = 2\operatorname{tg}\alpha,$$

която варира в широки граници от 1/100 до 1/5. Се намаляване на  $k$  се подобрява центрирането, но нараства силата на триене.

При постоянна осова сила  $A$  нормалният натиск

$$/2.20/ \quad N = A/\sin\alpha$$

се увеличава с намаляване на ъгъла  $\alpha$  и при  $\alpha \leq \rho / \rho$  е ъгъл на триене/ настъпва самозаклинване. Затова обикновено  $\alpha$  се избира в границите от 8 до 15°.



Моментът на триене при осово натоварване се определя с изказа

$$/2.21/ \quad M_{тр} = T d_{cp}/2 = (fQd_{cp})/(2\sin\alpha),$$

където  $f$  е коефициентът на триене при плъзгане, а  $d_{cp} = (d_1 + d_2)/2$  е средният диаметър на лагера.

При едновременно действие на радиално  $R$  и осово натоварване  $A$  моментът на триене се определя с изказа

$$/2.22/ \quad M_{тр} = (1,27fQd_{cp})/(2\sin\alpha),$$

където  $Q = \sqrt{R^2 + A^2}$  е еквивалентното натоварване.

Конусните плъзгащи лагери обикновено работят при малки ъглови скорости, поради което се пресмятат само на повърхностен натиск с помощта на изказа

$$/2.23/ \quad p = A/F \leq [p].$$

Тук  $A$  е осовото натоварване,  $F$  е проекция на допирната конусна повърхнина в плоскост, перпендикулярна на оста на вала, а  $[p]$  допустимото специфично налягане /приема се както при цилиндричните плъзгащи лагери/.

Опорните плъзгащи лагери /фиг. 2.8/ се прилагат при наличието на по-големи осови сили. Те се пресмятат на повърхностен натиск с помощта на изразите:

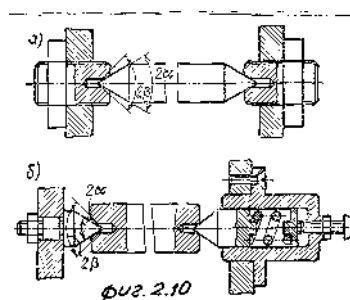
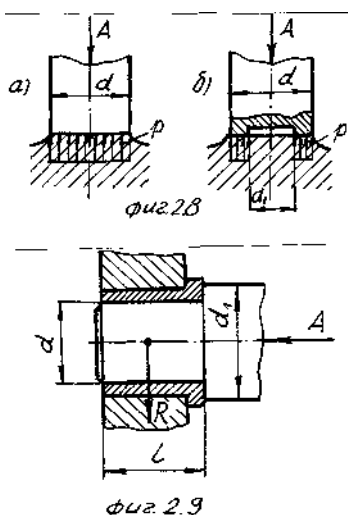
- при плътни пети /фиг.2.8а/

$$/2.24/ \quad p = 4A/(\pi d^2) \leq [p],$$

- при пръстеновидни пети /фиг.2.8б/

$$/2.25/ \quad p = 4A/(d^2 - d_1^2) \leq [p],$$

където  $A$  е осовото натоварване, а  $d$  и  $d_1$  са диаметрите на триещата повърхнина.



На фиг.2.9 е показана конструкция на плъзгащ лагер, предназначен за поемане на сравнително големи радиални  $R$  и осови  $A$  сили.

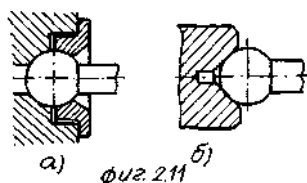
Лагерите на центрове /фиг.2.10/ са разновидност на конусните плъзгащи лагери, тъй като работните повърхнини на шийката и лагера са конусни. Те могат да поемат радиално и двупосочно осово натоварване. Ъгълът на конуса на шийката се прави обикновено  $2\alpha = 60^\circ$ , а ъгълът на конусния отвор -  $2\beta = 90^\circ$ . По този начин се получава лагер с допирна площ, представляваща лента с малка широчина.

Лагерите на центрове са два вида: с регулируеми втулки /фиг.2.10а/ и с регулируеми шийки /фиг.2.10б/. и в двата случая конструкцията на лагера позволява да се регулира осовата хлабина.

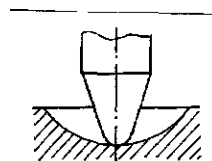
Лагерите на центрове се прилагат в уреди с малки натоварвания и ниски скорости, при които е необходимо да се осигурят опори с малък триещ момент и добро центриране на вала.

Сферични лагери. Сферичните лагери намират приложение там, където е необходимо съществуването на възможност за допълнително завъртане на геометричната ос на вала. Те могат да поемат радиални и осови натоварвания.

По конструкция съществуват два вида сферични лагери: лагери, при които шийката на вала и опорната повърхнина на лагера имат форма на сфера с еднакъв диаметър /фиг.2.11а/, и лагери, при които край на вала се оформя като сферична шийка, а лагерът представлява конусна повърхнина /фиг.2.11б/. И в двата случая контактната повърхнина е тясна сферична лента, поради което такъв лагер работи добре при малки натоварвания и ниски скорости.



фиг. 2.11



фиг. 2.12

Сферичните лагери осигуряват точна центровка, но имат голям триещ момент, голямо износване и по-сложна изработка в сравнение с конусните плъзгащи лагери.

Лагерите с остра шийка са разновидност на сферичните лагери. Шийката е конусна със сферично оформен връх, а работната повърхнина на лагера е сферична, но с до 10 пъти по-голям радиус /фиг.2.12/.

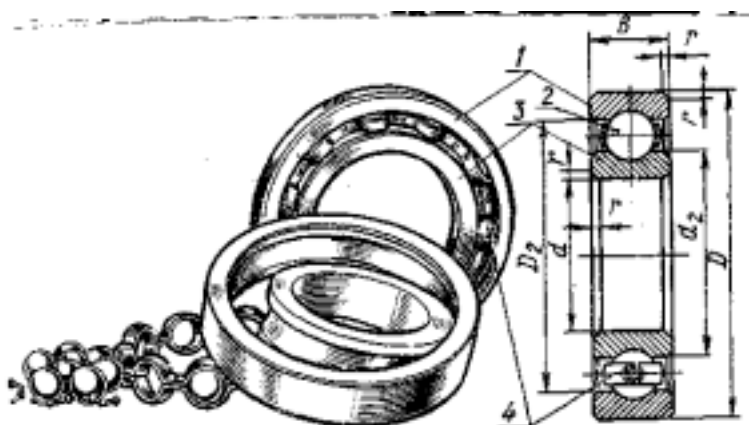
При този тип лагери триещият момент е по-малък в сравнение с триещите моменти при останалите лагери, които работят с триене при плъзгане.

Лагерите с остра шийка намират приложение предимно в електроизмервателни и часовникови уреди с малки двигателни моменти без изискване за съвсем точно центриране на оста.

### 2.2.3. Търкалящи лагери

Обща характеристика и класификация. При търкалящите лагери триенето при плъзгане е заменено с триене при търкаляне. В повечето случаи те се състоят от два пръстена - външен 1 и вътрешен 3 /фиг.2.13/, между които са разположени търкалящи се тела 2, равномерно отделени едно от друго със сепаратор 4.

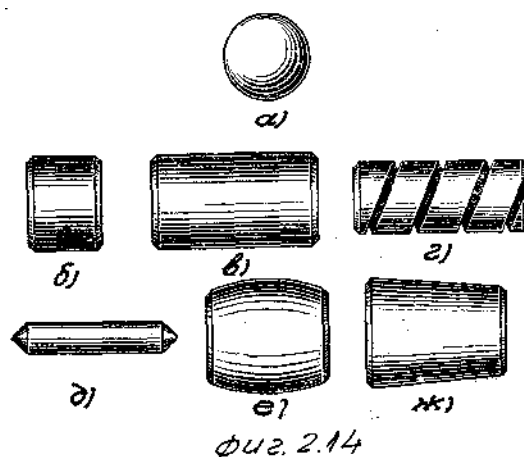
Търкалящите лагери намират широко приложение в уредостроенето и общото машиностроене поради редица предимства в сравнение с плъзгащите лагери, а именно:



фиг. 2.13



малки загуби от триене, възможност за висока ъглова скорост на подвижния елемент, голяма товароносимост, малки осови размери, малък разход на мазилни вещества, просто и лесно обслужване и поддържане, малки експлоатационни разходи.

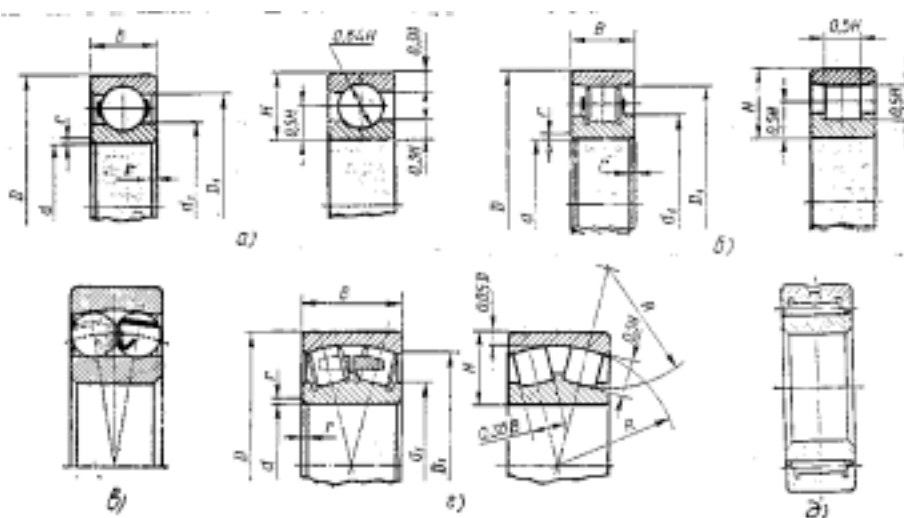


фиг. 2.14

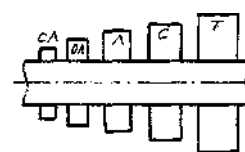
Недостатъците на търкалящите лагери са: големи радиални размери, не могат да се ремонтират, чувствителни са към претоварвания и удари.

Търкалящите лагери се класифицират по следните основни признаци:

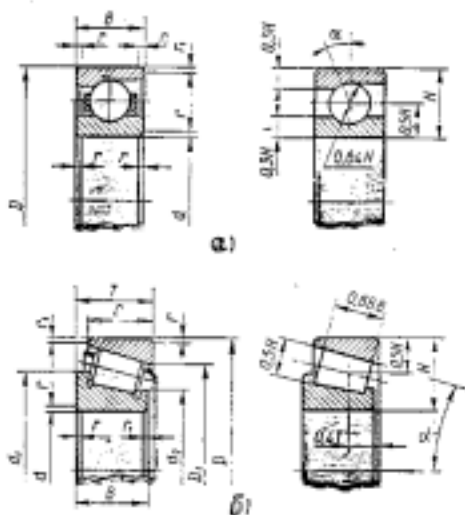
1. Според формата на търкалящите тела /фиг.2.14/ те са: сачмени и ролкови. Сачмените търкалящи лагери имат сферични търкалящи тела /фиг.2.14а/. Ролковите



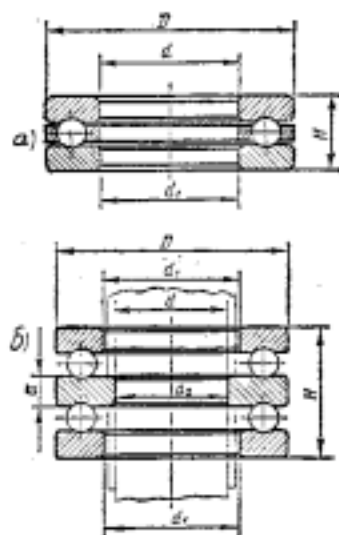
фиг. 2.15



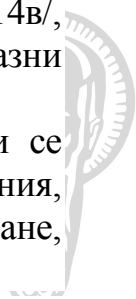
фиг. 2.16



фиг. 2.17



фиг. 2.18



лагери са с цилиндрични къси ролки /фиг.2.14б/, с цилиндрични дълги ролки /фиг.2.14в/, с цилиндрични винтови ролки /фиг.2.14г/, с иглени ролки /фиг.2.14д/, с бъчвообразни ролки /фиг.2.14е/ и с конусни ролки /фиг.2.14ж/.

2. Според направлението на силите, които понасят, търкалящите лагери се подразделят на: радиални /фиг.2.15/, поемащи предимно радиални натоварвания, радиално-аксиални /фиг.2.16/, поемащи предимно радиално и аксиално натоварване, и аксиални /фиг.2.17/, поемащи само аксиални натоварвания.

3. Според броя на редовете на търкалящите се тела търкалящите лагери се групират на едноредни /фиг.2.15а,б/ и двуредни /фиг.2.15г/.

4. В зависимост от възможността за изменение на направлението на геометричната ос на вала търкалящите лагери са самонагаждащи се /фиг.2.15в/ и несамонагаждащи се.

5. В зависимост от отношението на габаритните им размери при еднакъв вътрешен диаметър  $d$  /фиг.2.18/ търкалящите лагери се подразделят на следните пет серии: свръхлека, особено лека, лека, средна и тежка серия.

6. Според класа на точност на изработката, търкалящите лагери се подразделят на пет основни класа: 0, 6, 5, 4, 2. От класа на точност на изработката в значителна степен зависи работоспособността на лагера и цената му. Например лагер с еднакви размери от клас 2 има повишена работоспособност, но е по-скъп 10 пъти от лагер с нормален клас 0.

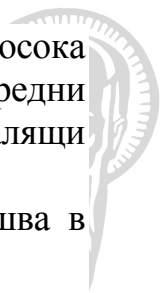
Радиалните едноредни сачмени лагери /фиг.2.15а/ са намерили най-широко разпространение поради това, че имат най-проста и евтина експлоатация и сравнително невисока цена. Те са предназначени за поемане на радиални натоварвания, но същевременно могат да поемат и незначителни аксиални натоварвания в двете посоки. Най-важната особеност, ограничаваща тяхното приложение, е сравнително неголямата им товароносимост.

Радиалните ролкови лагери с къси цилиндрични родки /фиг.2.15б/ при еднакви габаритни размери със сачмените лагери, понасят по-големи натоварвания. Те не поемат аксиални натоварвания. В зависимост от конструкцията те могат да бъдат с външен или вътрешен свободен пръстен, което в значителна степен облекчава монтажа. Те понасят удари и вибрации, но са много чувствителни към несъосност. Намират приложение при къси двуопорни валове.

Радиалните самонагаждащи се двуредни сачмени /фиг.2.15в/ и ролковите /фиг.2.15г/ лагери позволяват оста на вала да се наклонява до  $3^\circ$ . Поемат радиално и до 20% аксиално натоварване в двете посоки. Товароносимостта на ролковите самонагаждащи лагери е по-голяма, но са по-скъпи. Те намират приложение при дълги валове.

Радиалните иглени лагери /фиг.2.15д/ поемат само радиални натоварвания. Няма сепаратор, като често ролята на единия пръстен се изпълнява от вала или леглото в корпуса. Имат малки радиални размери.

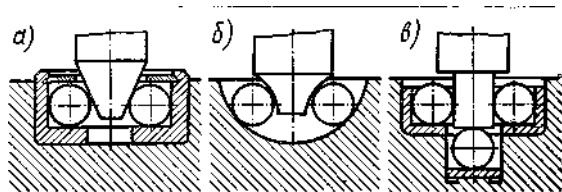
Радиално-аксиалните сачмени /фиг.2.16а/ и ролковите /фиг.2.16б/ лагери поемат радиални и аксиални натоварвания, действащи едновременно. При увеличаване на процента на аксиалното натоварване трябва да се избира тип лагери с по-голям ъгъл на контакта  $\alpha$ . Те понасят удари и вибрации, позволяват регулиране на хлабината. Ролковите радиално-аксиални лагери се използват при по-малки ъглови скорости и при по-големи натоварвания.



Аксиалните лагери /фиг.2.17/ поемат аксиално натоварване в една посока /фиг.2.17а/ или в двете посоки /фиг.2.17б/. Използват се при малки и при средни скорости. Могат да работят в лагерни възли в комбинация с радиални търкалящи лагери.

Търкалящите лагери са стандартизирани и производството им се извършва в специализирани заводи.

От стандартните обикновени лагери в уредостроенето се употребяват сачмените и иглените лагери от леките серии. В уредите широко се използват и безсепараторните насипни лагери /фиг.2.19/ с различни форми на чашките и шийките. При тях сачмите на брой от 3 до 13 се закаляват непосредствено по повърхността на шийката.



фиг. 2.19

За външен пръстен служи стената на чашката изработена отделно от корпуса и монтирана в него /фиг.2.19а,в/ или самият изработен корпус, със специален профил /фиг.2.19б/.

Маркировка на търкалящите лагери. Основните параметри и конструктивните особености на търкалящите лагери се отразяват в приетата система за тяхната маркировка, като поредността на цифрите е отдясно наляво.

Първите две цифри за лагери с вътрешен диаметър от 20 до 495 mm представляват число, равно на 1/5 от вътрешния диаметър на лагера в милиметри. За да се определи действителният вътрешен диаметър на лагера, е необходимо това двуцифрено число да се умножи с 5. За лагери с по-малки диаметри е прието следното означение на вътрешния диаметър:

маркировка: 00 01 02 03

вътрешен диаметър 10 12 15 17.

Третата цифра показва серията на лагера. За всяка серия е установен ред от габаритните размери на лагера  $d \times D \times B$ , където  $d$  е вътрешният диаметър,  $D$  е външният диаметър и  $B$  е широчината на лагера. Приети са следните означения: 1 - свърхлака серия, 2 - особено лека серия, 3 - лека серия, 4 - средна серия и 5 - тежка серия.

Четвъртата цифра означава типа на лагера, както следва:

0 - радиален едноредов сачмен лагер,

1 - радиален двуредов сачмен самонагаждащ се лагер,

2 - радиален ролков лагер с къси цилиндрични ролки,

3 - радиален двуредов самонагаждащ се лагер с бъчвообразни ролки,

4 - радиален ролков лагер с дълги цилиндрични ролки или иглен лагер,

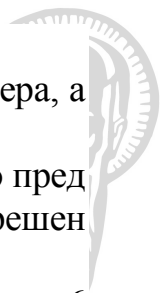
5 - радиален ролков лагер с винтови ролки,

6 - радиално-аксиален сачмен лагер,

7 - радиално - аксиален ролков лагер,

8 - аксиален сачмен лагер,





9 - аксиален ролков лагер.

Петата и шестата цифра характеризират конструктивните особености на лагера, а седмата цифра - серията на лагера по широчина.

За радиални едноредови сачмени лагери четвъртата цифра 0 не се пише, ако пред нея няма други цифри. Например радиален едноредов сачмен лагер е вътрешен диаметър 45 mm лека серия се означава с три цифри: 209.

Лагер № 46310 се разчита така: 10 означава, че  $d = 10.5 = 50\text{mm}$ , 3 - средна серия, 6 - радиално-аксиален сачмен лагер, 4 - ъгъл на контакта на сачмите с пръстените  $\alpha = 26^\circ$ .

Подбиране на търкалящите лагери. Търкалящите лагери обикновено не се пресмятат и конструират, а се подбират по каталози, съставени от завода производител. При избора на вида и размерите на търкалящия лагер трябва да се вземат под внимание следните фактори:

1. Големина, посока и характер на натоварването.
2. Брой на оборотите на въртящия се пръстен.
3. Необходима дълготрайност /живот/ в часове на лагера.
4. Изисквания, определени от конструктивни и експлоатационни особености на проектирания лагерен възел.

Подбирането на търкалящите лагери се извършва по статична / при честота на въртене  $n < 1\text{min}^{-1}$  / и по динамична /  $n \geq 1\text{min}^{-1}$  / товароносимост. Лагери, работещи при честота на въртене  $n = 1 - 10\text{min}^{-1}$ , се подбират както при  $n \geq 1\text{min}^{-1}$ .

Статичната товароносимост  $C_0$  представлява статичното радиално натоварване, което съответствува на обща остатъчна деформация на търкалящите тела и пръстена в най-натоварената зона на контакта, равна на 0,0001 от диаметъра на търкалящото тяло.

Динамичната товароносимост  $C$  представлява постоянното радиално /при радиално-аксиалните лагери/ и осово /за аксиалните лагери/ натоварване, което група от еднакви лагери с неподвижен външен пръстен могат да издържат при 10 оборота.

Дълготрайност /живот/ на лагера представлява броят на оборотите в милиони  $L$  или броят на часовете  $L_h$ , при които не по-малко от 90% от група еднакви лагери могат да работят без проява на признаци от умора на материала при определени обороти и еквивалентно натоварване  $Q$ .

Еквивалентно динамично натоварване  $Q$  представлява такова постоянно радиално /или аксиално/ натоварване за радиалните и радиално-аксиалните лагери /съответно за аксиалните лагери/, което приложение върху лагера при въртящ се външен пръстен, осигурява такава дълготрайност, каквато би имал лагерът при действителни условия на натоварване.

Въз основа на многобройни експериментални изследвания с търкалящите лагери е установена следната зависимост между еквивалентното натоварване  $Q$  и дълготрайността на лагера  $L$

$$(2.26) \quad (C/Q)^p = L,$$

където  $p$  е степенен показател, равен на 3 за сачмени лагери и на  $10/3$  - за ролкови лагери.

Изчислителната дълготрайност на лагера  $L_h$ , при  $n$  обороти за минута зависи от неговата динамична товароносимост  $C$  / дадена в каталог/ и от големината на еквивалентното динамично натоварване  $Q$ . Намерено е,

$$/2.27/ \quad L_h = (10^6 L) / (60 \pi) = (10^6) / (60 \pi) \cdot (C/Q)^p.$$

Обикновено за различните типове машини и уреди се задава изчислителната дълготрайност в часове. В този случай динамичната товароносимост на лагера се намира от израза

$$/2.28/ \quad C = Q (60 n L_h / 10^6)^{1/p}.$$

По така изчислената динамична товароносимост от каталог се избира подходящ търкалящ лагер с ранна или по-голяма таблична стойност на  $C$ .

За работоспособността на търкалящия лагер влияе съотношението между радиалното и аксиалното натоварване, характера на натоварването, вида на натоварване на пръстените и температурата. Ето защо търкалящите лагери се подбират не по действителното натоварване, а по еквивалентното динамично натоварване, което се определя с изразите:

- за радиално-сачмени и радиално-аксиални сачмени и ролкови лагери

$$/2.29/ \quad Q = (XVR + YA) k_6 k_T,$$

- за ролкови лагери с къси цилиндрични ролки

$$/2.30/ \quad Q = VR k_6 k_T,$$

- за аксиални лагери

$$/2.31/ \quad Q = A k_6 k_T,$$

където  $R$  е радиалното натоварване,  $A$  е аксиалното натоварване,  $X$  е коефициентът на радиалното натоварване,  $Y$  е коефициентът на аксиалното натоварване,  $V$  е коефициентът на въртенето / при въртене на вътрешния пръстен  $V = 1$  и при въртене на външния пръстен  $V = 1,2$  /,  $k_6$  е коефициентът - отчитащ характера на натоварването, а  $k_T$  температурен коефициент.

При радиално-аксиалните лагери, вследствие на радиалното натоварване се поражда допълнителна осова сила в лагера, която се стреми да увеличи хлабината му /3/. Тя трябва да се вземе предвид при пресмятането на тези лагери.

Коефициентите  $X$  и  $Y$  се определят от таблици в зависимост от типа на лагева и относителното натоварване  $A/C_0$ .

Подробни методики за подбиране на търкалящи лагери и за избор на конструкция на лагерни възли са дадени в /20/.

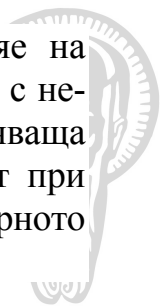
Избор на сглобките на търкалящите лагери. Дълготрайността на търкалящите лагери в голяма степен зависи от това какви сглобки се използват при монтирането на пръстените към вала и към корпуса. Установено е, че при тези сглобки не може да се допускат нито големи хлабини, нито големи стегнатости. Изборът на сглобките зависи преди всичко от характера на натоварването на пръстените, което е два вида - точково и обиколно.

Точково натоварване на даден пръстен се получава, когато пръстенът и товарът са в относителен покой. В този случай едно и също радиално сечение в натоварената зона на пръстена се товари пулсиращо с една и съща сила.

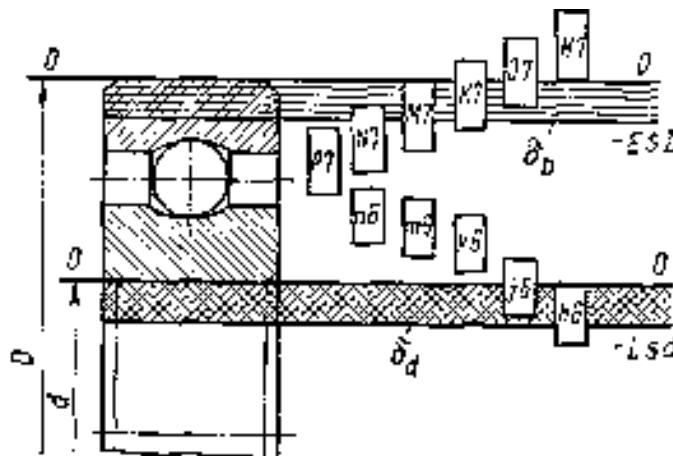
Обиколно натоварване на даден пръстен се получава, когато пръстенът се върти по отношение на натоварването. При това натоварване всички радиални сечения на пръстена се натоварват последователно с една и съща сила.

При избора на сглобката на търкалящия лагер е необходимо да се осигури неподвижно съединение на този пръстен, който се съединява с въртящата част на машината /вала или корпуса/ и предава усилието на лагера. При това стегнатостта





трябва да бъде минимална, така че деформацията на пръстена да не влияе на вътрешните хлабини на лагера. За втория пръстен на този лагер, съединяващ се с неподвижната част на машината, се избира сглобка /обикновено, преходна/, осигуряваща значително по-малка стегнатост или дори хлабина. По този начин пръстенът при работа ще има възможност да се превърта, което му осигурява по-равномерното натоварване и износване.



фиг. 2.20

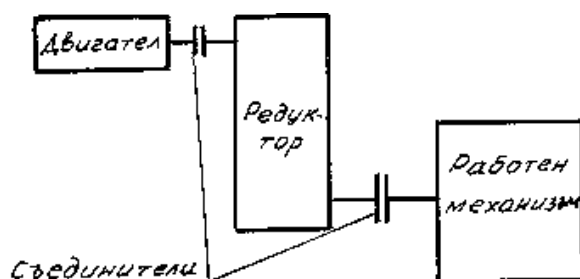
Сглобката на вътрешния пръстен с вала се осъществява по системата основен отвор, а на външния пръстен с корпуса - по системата основен вал. За разлика от разположението на допусковите полета при система основен отвор при търкалящите лагери е прието допусковото поле на вътрешния пръстен да бъде не в плюс, а в минус от номиналния размер, както това е показано на фиг.2.20. По този начин при сглобката на вътрешния пръстен с шийката на вала се получава неподвижно съединение с по-голяма стегнатост, гарантираща не само добро центриране на вала с лагера, но и достатъчна якост на съединението. На фигурата са показани и най-често прилаганите допускови знаци за вала и отвора.

## 2.3. СЪЕДИНИТЕЛИ

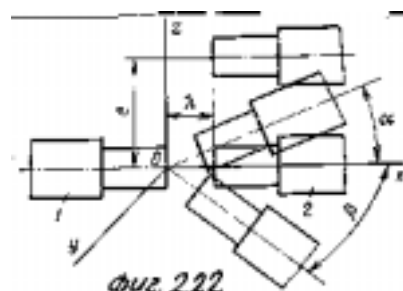
### 2.3.1. Основни понятия и класификация

Съединителите са устройства, които служат за съединяване краищата на два вала с цел предаване на въртящ момент между тях. Обикновено те се състоят от два диска, поставени в краищата на валовете и съединени помежду си по различни начини.

Необходимостта от съединяване на валовете произтича от това, че почти всички машини и работни механизми се състоят от отделни възли, най-често двигател,



фиг. 2.21



фиг. 2.22



редуктор, работен механизъм /фиг.2.21/. Кинематичната и силовата връзка между тях се изпълнява чрез съединители.

В много случаи съединителите изпълняват и допълнителни функции:

а/ да компенсират неточността при разположението на осите на валове /фиг.2.22/ изразяваща се в: несъосност  $\epsilon$ , осово изместване  $\lambda$ , ъглово изместване  $\alpha$  /и  $\beta$ / или техни съчетания,

б/ да смекчават резките колебания в натоварването, сътресения и удари, възникващи при предаване на въртеливото движение от единия вал на другия,

в/ да предпазват работния механизъм от непредвидени претоварвания.

В зависимост от функционалното си предназначение, съединителите се разделят на три групи:

а/ постоянни, осигуряващи постоянно съединение на двата вала в процеса на експлоатация,

б/ управляеми, позволяващи прекъсване или осъществяване на връзката между валове през време на работа,

в/ самоуправляеми, позволяващи зацепване и отцепване на валове автоматично при изменение режима на работа.

Широко разпространените съединители са стандартизирани. Основният параметър, по който се прави изборът на съединителя, е максималният въртящ момент  $M_{\max}$ , който се определя с израз

$$/2.32/ \quad M_{\max} = K_p M_v,$$

където  $M_v$  е номиналният въртящ момент,  $K_p$  е коефициент на режима, осигуряващ съединителя от претоварване и евентуално разрушаване. Големината му обикновено е от 1 до 2,5 в зависимост от вида на работния механизъм и експлоатационните условия.

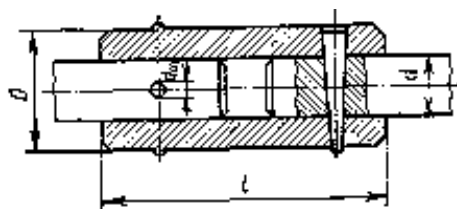
Якостни проверочни изчисления се правят на най-натоварените елементи на съединителя.

## 2.3.2. Постоянни съединители

В зависимост от конструкцията постоянните съединители се разделят на неподвижни, позволяващи свързване на съосни валове, и подвижни, предназначени за свързване на валове с неголеми линейни и осови измествания, предизвикани от неточност на изработката, неправилен монтаж, а така също и от еластичните деформации на валове.

От неподвижните съединители най-голямо приложение намират втулковият съединител и дисковият съединител с болтове.

Втулков съединител /фиг.3.23/. Този съединител се състои от втулка, която се съединява с краищата на двата вала с помощта на щифтове, шпонки или шлицове. Размерите на втулката се подбират конструктивно  $l = (3 - 5) d$  и  $D = (1/5 - 1,8)d$ , където  $d$  е диаметърът на вала.



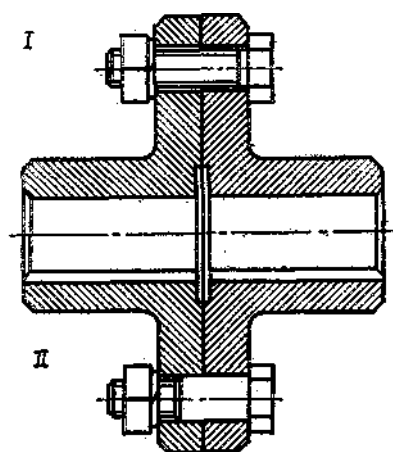
фиг. 2.23

Основното предимство на втулковите съединители е това, че имат малки радиални размери. Като недостатъци могат да се посочат: неприменимостта им при наличие на линейни и ъгови измествания, както и необходимостта от осово изместване на валове при монтаж и демонтаж.

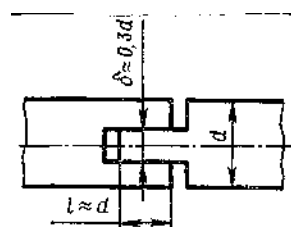
Дисков съединител с болтове /фиг.2.24/. Поради простата си конструкция и висока надеждност този тип съединител намира широко приложение. Той се състои от два диска, свързани помежду си с болтове. Обикновено се срещат два варианта; с болтове, поставени свободно в отворите на дисковете /фиг.2.24-I/, и с болтове, поставени в отворите на дисковете без хлабина, т.нар. пасболтове /фиг.2.24-II/. В първия случай въртящият момент се предава за сметка на триещите сили, възникващи между допирните повърхнини на двата диска вследствие затягането на болтовете. Във втория случай въртящият момент се предава непосредствено от болтовете, които са подложени на срязване и смачкване. При втория вариант центрирането на дисковете се осъществява от болтовете, докато при първия центровката се осигурява от специално центриращо стъпало.

От подвижните съединители най-голямо приложение намират: компенсиращите съединители, съединителите с кръстата кулиса, шарнирните съединители и еластичните съединители с палци.

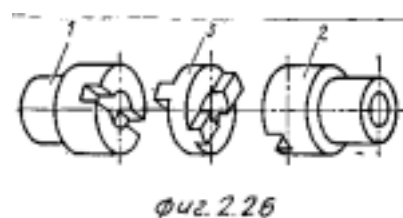
Компенсиращият съединител /фиг. 2.25/ е прост по конструкция, допуска осово изместване на валове, но изисква точна съосност. Намира приложение при слабо



фиг. 2.24



фиг. 2.25



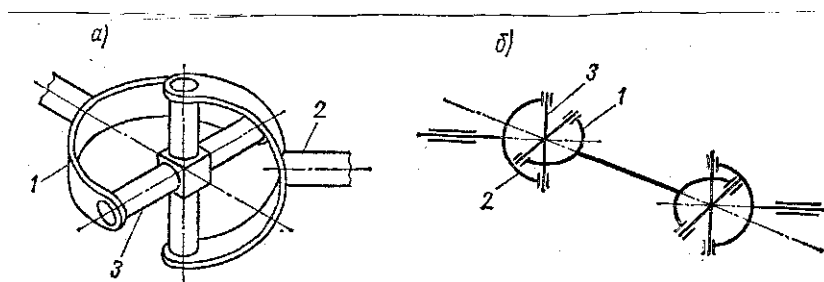
фиг. 2.26

натоварените механизми и при ниски обороти на валове.

Съединителят с кръстата кулиса /фиг.2.26/ компенсира преди всичко радиална несъосност на валове при запазване на успоредността им. Този съединител се състои от два диска 1 и 2 с изрязани върху челата им диаметрално призматични канали, дисковете се свързват посредством плаващ диск 3 /кръстата кулиса/ с два диаметрални, разположени под прав ъгъл призматични издатъка, които при сглобяване влизат в съответните канали на дисковете.

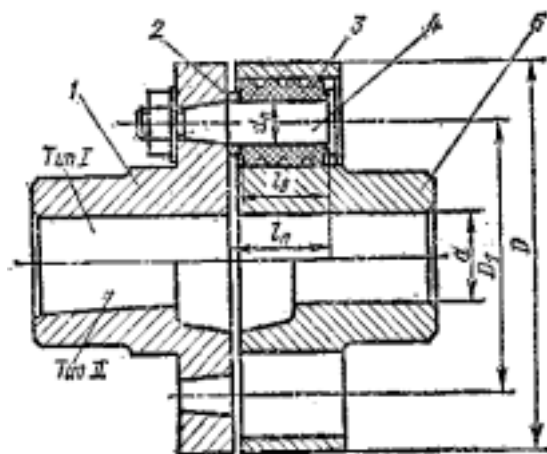
Шарнирните съединители /фиг.2.27/ се употребяват за свързване на валове с голяма ъглова несъосност/до  $45^\circ$ /, налагаща се от конструктивни съображения. Типичен представител на тази група съединители е кардановият съединител или т.нар, шарнир на Хук /фиг. 2.27a/. Той се състои от две неподвижни вилки 1 и 2, които чрез кръстачката 3 се свързват шарнирно. Недостатък на този съединител е неравномерното въртене на водимия вал при постоянна ъглова скорост на водещия вал. За осигуряване на равномерно въртене на водимия вал и предаване на

движението между успоредни, но изместени валове се монтират два съединителя един до друг, както е показано на фиг.2.27б.



фиг.2.17

Еластичните съединители освен компенсация на грешки в монтажа могат да поемат и да смекчат евентуални удари проявяващи се през време на работа. На фиг.2.28 е показан еластичен съединител с палци, намерил широко приложение при свързване на електродвигатели с малка и средна мощност с работни машини и механизми. Той се състои от два диска 1 и 5, изработени от чугун или стомана, закрепени неподвижно към краищата на двата вала. Към диска 1 са закрепени



фиг. 2.28

стоманени палци 4, на които са поставени еластични пръстени 3, притиснати между главата на палеца и металната втулка 2. В другия диск 5 са пробити цилиндрични отвори, в които влизат палците с еластичния елемент. Тъй като дисковете не се допират един до друг, осигурена е електрическа изолация на валовете. Този тип съединители допуска малки осови и радиални измествания, а така също и взаимно наклоняване на осите на свързващите валове.

Еластичният съединител с палци е стандартизиран. Подбира се по диаметъра на свързващите валове и по предавания въртящ момент, след което се правят следните проверочни изчисления:

- на палците на сгъване

$$/2.33/ \quad \sigma_{ог} = M_{ог}/W_y = \frac{\frac{2M_{max}}{D_1}(L_n - L_6/2)}{z \frac{\pi d_n^3}{32}} \leq [\sigma_{ог}],$$

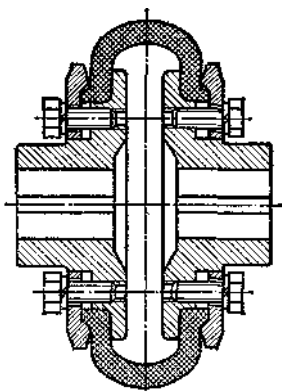
- на еластичния елемент на смачкване

$$/2.34/ \quad \sigma_{см} = P/F_{см} = \frac{\frac{2M_{max}}{D_1}}{z d_n l_6} \leq [\sigma_{см}],$$

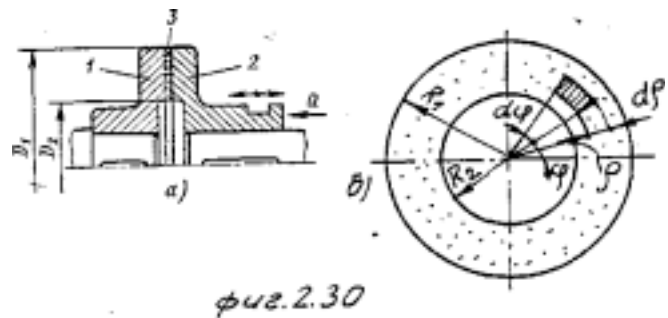
където  $M_{\max}$  е максималният въртящ момент, определен с /2.32/,  $D_1$  е диаметърът, по който са разположени палците,  $l_n$  е дължината на палеца,  $z$  е броят на палците, а  $n$  е диаметърът на палците,  $[\sigma_{ог}]$  е допустимото напрежение на огъване за материала на палците,  $[\sigma_{см}]$  е допустимото напрежение на смачкване за материала на еластичния елемент.

Присъединителните отвори в дисковете /фиг.2.28/ могат да бъдат цилиндрични /тип I/ и конусни /тип II/.

Еластичният съединител с торообразен кожух /фиг.2.29/ се състои от два диска, еластичен торообразен кожух /по форма приличащ на автомобилна гума/ и два пръстена, които с помощта на винтове свързват неподвижно кожуха с двата, диска. Предимствата на този съединител са способността му да компенсира значителни осеви, радиални и ъглови неточности, проста конструкция, лекият монтаж и надеждността при експлоатация.



фиг.2.29



фиг.2.30

## 2.3.3. Управляеми съединители

Управляемите съединители са предназначени за съединяване и разединяване на валове в процеса на предаване на въртеливото движение или когато са в покой. Механизмът на управление може да се осъществи непосредствено с помощта на лостови, винтови, зъбни, пружинни устройства или дистанционно чрез хидравлични, пневматични и електромагнитни устройства.

По конструкция управляемите съединители са различни. Тук ще разгледаме само триещите съединители, осигуряващи плавно зацепване на задвижващия и задвижвания вал /фиг.2.30а/. Предаването на въртящия момент става благодарение на триещите сили между задвижващия диск 1 и задвижвания диск 2 вследствие действието на притискащата осова сила  $Q$ . Предимствата на триещите съединители са: плавно предаване на въртеливото движение, възможност за включване и изключване при всякакви скорости и предпазване от внезапно претоварване. Ето защо тези съединители са намерили най-широко разпространение в общото машиностроене.

Моментът на силата на триене /фиг.2.30б/ се определя с ИЗРАЗА

$$/2.35/ \quad M_{тр} = \int_{(F)} dT\rho = \int_{(F)} f\rho p d\varphi d\rho = f\rho \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{R_2}^{R_1} \rho^2 d\rho = f\rho^2 2\pi \frac{R_1^3 - R_2^3}{3},$$

където  $f$  е коефициентът на триене при плъзгане,  $p$  е специфичното налягане, а  $R_1$  и  $R_2$  са радиусите на триещите дискове.

При притискаща осова сила  $Q$  специфичното налягане се определя с израза

$$/2.36/ \quad p = \frac{Q}{\pi(R_1^2 - R_2^2)}.$$



След заместване на /2.36/ в /2.35/ се получава израз за определяне на триещия момент

$$/2.37/ \quad M_{тр} = fQ \frac{2}{3} \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} = fQR_{тр},$$

където величината  $R_{тр} = \frac{2}{3} \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2}$  се нарича триещ радиус.

За да има плавно предаване на въртеливото движение, трябва да бъде изпълнено условието

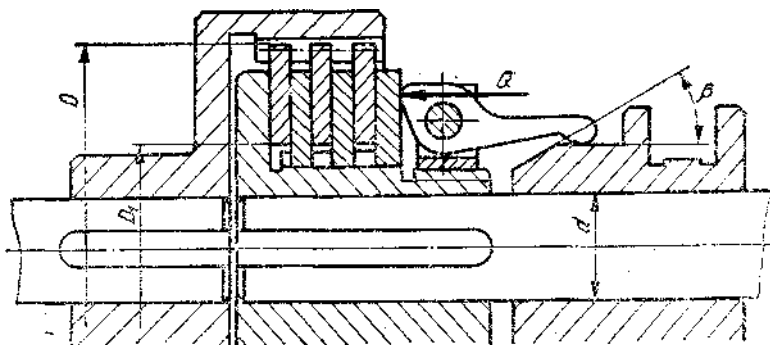
$$/2.38/ \quad M_{тр} \geq M_{max}.$$

Следователно големината на необходимия осов натиск ще бъде

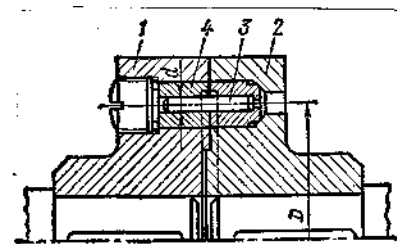
$$/2.39/ \quad Q \geq M_{max} / (fR_{тр}).$$

От условието /2.39/ се вижда, че големината на силата  $Q$  е свързана с габаритите на съединителя. За увеличаване на триещия момент и за намаляване на осовата притискаща сила повърхнините на дисковете могат да имат накладки /вж. фиг.2.30а, позиция 3/ с пс-висок коефициент на триене.

При предаване на по-големи въртящи моменти широко приложение са намерили многодисковите триещи съединители /фиг.2.31/, които имат малки габарити и изискват малки сили за включване.



фиг. 2.31



фиг.2.32

## 2.3.4. Самоуправляеми или автоматични съединители

Самоуправляемите или автоматични съединители автоматично зацепват и отцепват съединяваните от тях валове при изменение режима на работа.

По функционалното си предназначение тези съединители се подразделят на предпазни, центробежни и с еднопосочно действие.

Най - простият предпазен съединител е този със срязващ се щифт /фиг.2.32/. Той се състои от два диска 1 и 2, съединени помежду си със стоманен щифт 3, поставен в закалени втулки 4. По такъв начин въртящият момент се предава от единия диск на другия само от щифта, работещ на срязване. При претоварване на машината щифтът се срязва и се прекъсва предаването на въртеливото движение.

Центробежните съединители автоматично свързват или разединяват двата вала, когато ъгловата скорост надвиши някаква предварително зададена големина. На фиг.2.33а е показан центробежен съединител с автоматично включване, а на фиг.2.33б - центробежен съединител с автоматично изключване. И в двата случая свързващите елементи между двата диска 1 и 2 са тежестите 3, движещи се под действието на силата на пружините и инерционните сили в радиално направление. При достигане на определена ъглова скорост инерционните сили на тежестите  $R_{ин}$  превишават силите на пружините  $R_{пр}$ . В резултат на това всяка от тежестите се притиска към венца на водимия диск с нормална сила

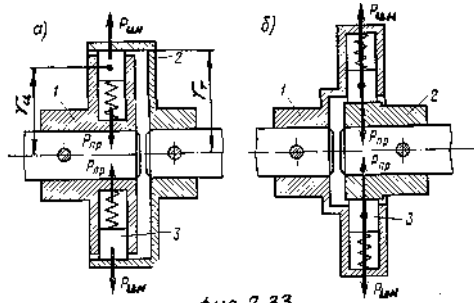
$$/2.39/ \quad R = R_{ин} - R_{пр} = mr_{ц}\omega^2 - R_{пр},$$

вследствие на което се създава триещ момент

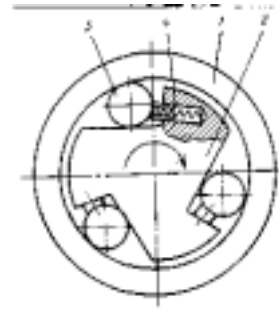
/2.40/

$$M_{тр} = fRr_T = f(mr_{ц}\omega^2 - P_{пр})r_T,$$

посредством които се предава въртящият момент.



фиг. 2.33



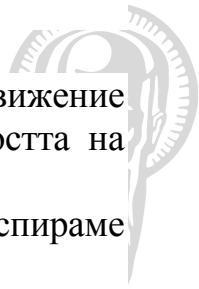
фиг. 2.34

При определена ъглова скорост, при която  $P_{ин} \leq P_{пр}$ , съединителят се изключва автоматично.

Съединителите с еднопосочно действие /фиг.2.34/ предават въртящ момент само в едно направление. Те се състоят от два диска: външен 1 и вътрешен 2 с изрязани жлебове, в които са поставени ролките 3, притискащи се от пружините 4. Ако вътрешният диск се върти по посока на часовниковата стрелка, под действието на силата на триене ролките 3 се заклиняват в тясната част на жлеба. По този начин се образува твърда връзка между двата диска и възможност за предаване на въртящия момент. При завъртане на диска 2 в обратна, посока ролките влизат в широката част на жлебовете и връзката с водещия вал се прекъсва.



## Глава 3 МЕХАНИЧНИ ПРЕДАВКИ



Механични предавки се наричат системите за предаване на въртливо движение от силовата към работната машина. Предаването става с изменение скоростта на движението и въртящия момент.

Тук ще разгледаме различните видове механични предавки, без да се спираме подробно на теорията на зацепването и якостните им пресмятания.

### 3.1. ОСНОВНИ ПОНЯТИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ

Много често в машиностроенето и уредостроенето намират приложение различни видове механични, електрични, хидравлични и пневматични предавки. Най-голямо приложение намират механичните предавки, които се използват не само като самостоятелни, но и в комбинация с други предавки.

Механичните предавки намират широко приложение поради следните особености:

1. Необходимите скорости на движение на работните органи изобщо не съвпадат с оптималната скорост на двигателите. Обикновено те са по-малки, а създаването на бавноходни двигатели увеличава габаритите и цената им.

2. В повечето работни машини е необходимо да се регулира скоростта на движението, като при това регулирането на скоростта на двигателя не винаги е възможно и икономично.

3. От гледна точка на техника на безопасност, удобство за монтаж и обслужване и др. двигателят не винаги може да бъде непосредствено съединен с работните механизми.

Всички механични предавки се разделят на две основни групи:

1. Предавки, използващи зацепване: зъбни, винтови, чесвячни и верижни.

2. Предавки, използващи триене: фрикционна /триещи/ с непосредствен контакт и с помощта на допълнителен елемент, наречен ремък.

При намаляване скоростта на въртенето механичната предавка се нарича редуктор, който е най-често срещаният случай, а при увеличаване - мултипликатор. Безстепенното регулиране се осъществява от т. нар. вариатори, а степенното регулиране - от т. нар. скоростни кутии

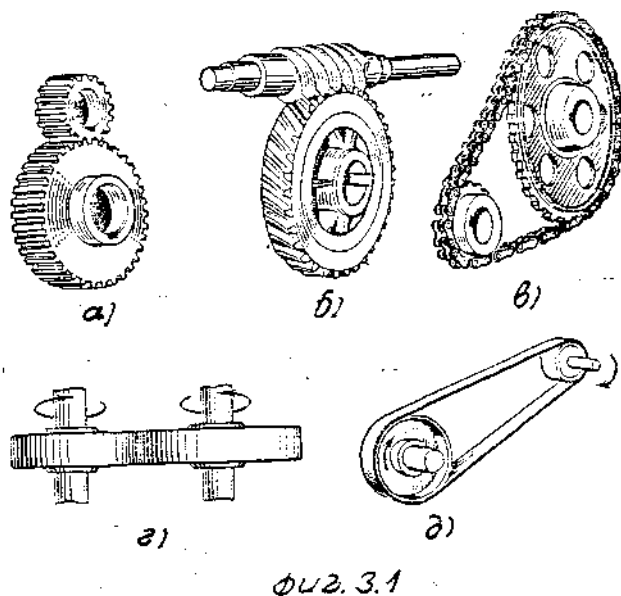
В практиката най-често намират приложение следните видове механични предавки:

1. Зъбни предавки /фиг.3.1а/. При тях предаването на въртливото движение се осъществява посредством зацепване на двойка зъбни колела.

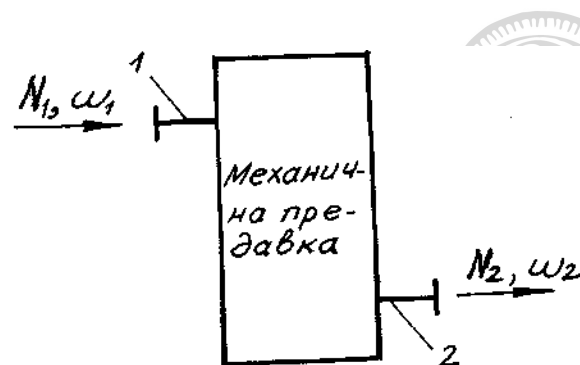
2. Червячни предавки /фиг.3.1б/. Тези предавки осъществяват предаването на въртливото движение между валове с геометрични оси, кръстосани в пространството под  $90^\circ$  посредством т.нар. червяк и червячно колело.

3. Верижни предавки /фиг.3.1в/. При тези предавки предаването на въртливото движение между валове, намиращи се на голямо разстояние един от друг, се осъществява посредством допълнителен елемент, наречен верига, която се зацепва с верижните колела.

4. Фрикционни предавки. Тези предавки осъществяват предаването на въртливото движение посредством създадените сили на триене при непосредствен контакт /фиг.3.1г/ или при използване на междинен елемент /фиг.3.1д/.



фиг. 3.1



фиг. 3.2

## 3.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ НА МЕХАНИЧНИТЕ ПРЕДАВКИ

Към основните характеристики на всяка механична предавка /фиг. 3.2/ спадат: мощността  $N$  и ъгловата скорост  $\omega$  на водещия 1 и водимия 2 вал. Тези две характеристики са необходими и достатъчни за провеждане на проективното пресмятане на всяка механична предавка.

Освен основните различаваме и производни характеристики като: предавателно отношение, коефициент на полезно действие /КПД/ и др.

### 3.2.1. Предавателно отношение при механичните предавки

Под предавателно отношение на една механична предавка се разбира отношението на ъгловите скорости на водещия и водимия вал

$$/3.1/ \quad i = \frac{\omega_{\text{водещ вал}}}{\omega_{\text{водим вал}}}$$

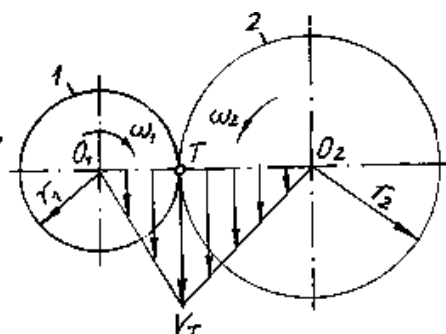
При едностъпдна предавка /фиг. 3.3/ с водещо колело 1 и водимо колело 2 от равенството на периферните скорости на общата допирна точка Т се получава равенството  $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ , откъдето определяме предавателното отношение

$$/3.2/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

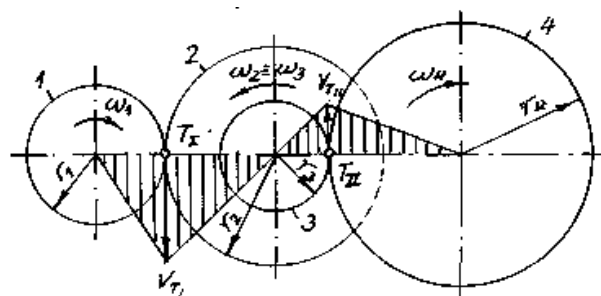
Понякога на предавателното отношение се поставят индекси, означаващи номера на водещото и водимото колело, например  $i_{12}$ ,  $i_{14}$ .

При известни зависимости между

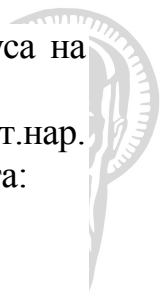
- ъгловата скорост и оборотите в минута  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ,



фиг. 3.3



фиг. 3.4



– въртящия момент  $M_v$ , периферната сила  $P$  в допирната точка  $T$  и радиуса на колелото  $r$ ,  $M_v = Pr$ ,

– броя на зъбите на зъбното колело  $z$  и диаметъра му  $d$ ,  $d = z \cdot m$ , /където  $m$  е т.нар. модул на зъбното колело/, за предавателното отношение се получава зависимостта:

$$/3.3/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{\theta_2}}{M_{\theta_1}}.$$

При двустъпална предавка, показана на фиг.3.4, общото предавателно отношение се определя чрез следните разсъждения. Тъй като периферните скорости на допирните точки  $T_I$  и  $T_{II}$ , като точки от задружно работещите колела, са равни, а  $\omega_2 \equiv \omega_3$ , можем да запишем следните равенства:

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2, \quad \omega_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r_2} \equiv \omega_3,$$

$$\omega_3 r_3 = \omega_4 r_4, \quad \omega_4 = \omega_3 \frac{r_3}{r_4} = \omega_1 \frac{r_1}{r_2} \frac{r_3}{r_4}.$$

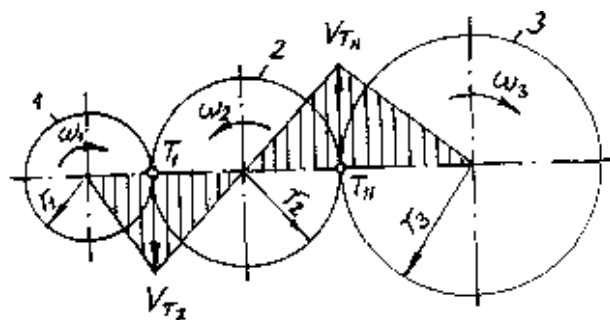
От горните равенства се получава израз за общото предавателно отношение на двустъпална предавка

$$/3.4/ \quad i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{r_2}{r_1} \frac{r_4}{r_3} = i_{12} \cdot i_{34}.$$

По аналогичен начин се доказва и предавателното отношение на многостъпална предавка, за която е в сила зависимостта

$$/3.5/ \quad i_{1n} = i_I \cdot i_{II} \dots i_n,$$

където  $i_I, i_{II}, \dots, i_n$  са предавателните отношения на отделните предавки.



фиг. 3.5

При използване на междинно колело, наречено паразитно /фиг.3.5/, от условието за равенство на периферните скорости за точките  $T_I$  и  $T_{II}$

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = \omega_3 r_3,$$

за предавателното отношение се получава изразът

$$/3.6/ \quad i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{r_3}{r_1}.$$

От изказа /3.6/ се вижда, че паразитното колело в дадена предавка не изменя предавателното и отношение, а посредством него се запазва посоката на въртене на първото и третото колело.

## 3.2.2. Коефициент на полезно действие /КПД/ на механични предавки



Под коефициент на полезно действие на една механична предавка се разбира отношението на получената и вложената мощност

$$/3.7/ \quad \eta = \frac{N_{пол}}{N_{вл}} .$$

Той е винаги по-малък от единица и за различните предавки има различни стойности. Така например за зъбни предавки има стойности от 0,95 до 0,98, докато за червячните предавки стойностите му са по-ниски.

Ако означим с  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  КПД на всяко стъпало ПРИ многостъпалните предавки, то общият КПД е равен на произведението от КПД на отделните стъпала:

$$/3.8/ \quad \eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n .$$

От известната формула за определяне мощността при равномерно ротационно движение

$$/3.9/ \quad N = M \omega$$

и като вземем предвид /3.7/, за изходящият въртящ момент се получава изрази

$$/3.10/ \quad M_{в2} = M_{в1} i \eta .$$

## 3.3. ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

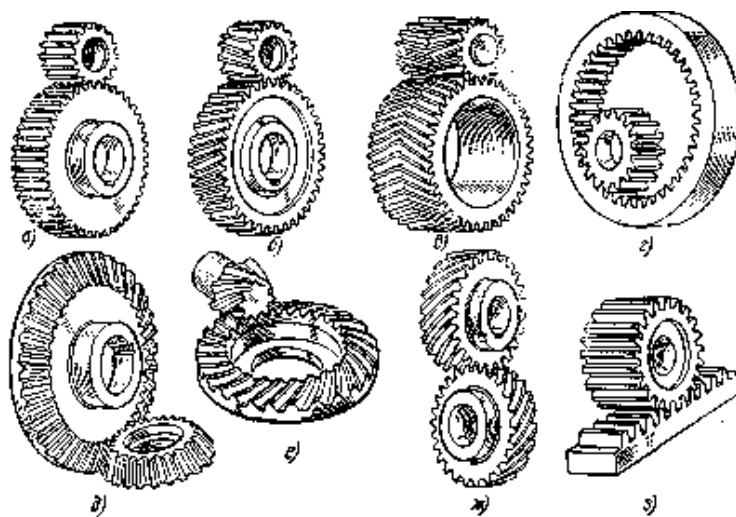
### 3.3.1. Основни понятия и класификация

Зъбните предавки са най-раздрестраненият тип механични предавки. Те служат за предаване на въртливо движение както и за преобразуване на въртливо движение в постъпателно или обратно. Зъбната предавка се състои от две зъбни колела или зъбно колело и зъбен гребен.

Предаването на въртливото движение от един вал на друг при зъбните предавки става принудително, като зъбите на задвижващото /водещото/ колело вливат в междузъбията на задвижваното /водимото/ колело, т.е. двете колела се зацепват.

Основните предимства на зъбните предавки са: голям КПД, компактност в сравнение с фрикционните предавки, постоянно предавателно отношение, голям диапазон на предаваната мощност при различни скорости на въртене.

Недостатък на зъбните предавки е шумът, който е особено силен при големи периферни скорости. Той е предизвикан от неточности при изработката и от работата на търкалящите лагери.



Фиг. 3.6

Зъбните предавки се класифицират както следва:

1. В зависимост от разположението на осите на валовете те са:

– цилиндрични зъбни предавки с успоредни оси, при които зацепването може да бъде външно /фиг.3.6а,б,в/ и вътрешно /фиг.3.6г/. Частен случай е гребенната предавка /фиг.3.6з/, при която радиусът на едното колело клони към безкрайност;

– винтови зъбни предавки /фиг.3.6ж/ с кръстосани оси в пространството /най-често под  $90^\circ$  /;

– конусни зъбни предавки /фиг.3.6д,е/ с пресичащи се оси /най – често под  $90^\circ$  /.

2. В зависимост от разположението на въбите спрямо основната образуваща повърхнина на колелото зъбните колела са: с прави зъби /фиг.3.6а,г,д,з/, с наклонени въби /фиг.3.6б/, с шевронни зъби /фиг.3.6в/ и с криволинейни зъби /фиг.3.6е/.

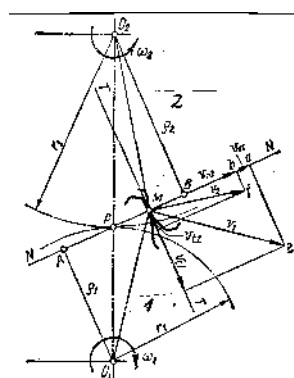
Заменянето на предавка от зъбни колела с прави зъби с предавка от зъбни колела с неправи зъби води до повишаване на плавността при работата, намаляване на шума и възможност за увеличаване предаваната мощност, но заедно с това и до оскъпяване, тъй като изработката става по-сложна.

3. В зависимост от формата на профила на зъбите зъбните колела са: еволвентни, циклоидни и др. Тук ще разглеждаме само еволвентните зъбни колела. Както е известно /10/, еволвентата представлява траектория на точка от права, която се търкаля по окръжност без приплъзване.

4. В зависимост от конструктивното оформление зъбните предавки са открити и закрити. При откритите предавки зъбните колела не са затворени в корпус, поради което не са защитени от прах. При закритите предавки зъбните колела са поставени в специален закрит корпус. Така те са защитени от проникване на прах и са в постоянно смазване в маслена вана, намираща се на дъното на корпуса.

### 3.3.2. Основен закон на зацепване

При съвместната работа на две зъбни колела профилите им се търкалят един върху друг и взаимно се обхождат. Допирните точки на задружно работещите профили по време на работа лежат винаги в една равнина, перпендикулярна на оста на валовете, поради което това зацепване се нарича равнинно. Кривата, получена от пресичането на зъба с тази равнина, се нарича профил на зъба. Тази крива може да бъде еволвента, циклоида или каквато и да е друга крива, удовлетворяваща основния закон на зацепването, който гласи /фиг.3.7/: общата нормала, прекарана през допирната точка на задружно работещите профили, винаги минава през една и съща точка Р (полус на зацепването), лежаща на правата, която свързва центровете на зъбните колела, като полюсът Р дели междусовото разстояние на постоянни отсечки, обратнопропорционални на ъгловите скорости на колелата.



Фиг. 3.7



За доказване на този закон нека разгледаме задружната работа на два профила от зъбните колега 1 и 2 /фиг.3.7/ с оси на въртене  $O_1$  и  $O_2$  и допирна точка М. Водещото зъбно колело 1 се върти с постоянна ъглова скорост  $\omega_1$ , а водимото колело 2 - с ъглова скорост  $\omega_2$ .

Скоростта на допирната точка М като точка от първото колело е  $V_1 = \omega_1 \cdot O_1M$ , а като точка от второто колело  $V_2 = \omega_2 \cdot O_2M$ . Двете скорости са перпендикулярни съответно на отсечките  $O_1M$  и  $O_2M$ . През допирната точка М на двата профила прекарваме общата тангента Т - Т и общата нормала N - N, след което разлагаме скоростите  $V_1$  и  $V_2$  по тези две направления.

Разликата между тангенциалните компоненти  $\Delta V_t = V_{t2} - V_{t1}$ , дава скоростта на приплъзване на двата профила един спрямо друг.

От подобие на триъгълниците  $O_1AM \sim Maе$  и  $O_2BM \sim Mbф$  получаваме съответно

$$/3.11/ \quad V_{n1} = V_1 \frac{O_1A}{O_1M} = \omega_1 \rho_1, \quad V_{n2} = V_2 \frac{O_2A}{O_2M} = \omega_2 \rho_2,$$

където  $\rho_1$  и  $\rho_2$  са дължините на перпендикулярите  $O_1A$  и  $O_2B$ , спуснати към общата нормала N - N от центровете на въртене  $O_1$  и  $O_2$ .

Нормалните компоненти на скоростите трябва да са равни т.е.  $V_{n1} = V_{n2}$  или  $\omega_1 \rho_1 = \omega_2 \rho_2$ , тъй като по условие колелото 1 задвижва колелото 2 и следователно те трябва да се намират в непрекъснат контакт.

От подобие на триъгълниците  $O_1AP \sim O_2BP$  следва, че

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{O_2M}{O_1M} = \frac{r_2}{r_1}.$$

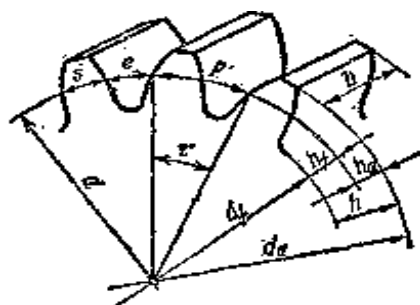
Като имаме предвид /3.11/ получаваме

$$/3.12/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = const.$$

Тъй като междуосовото разстояние  $O_1O_2 = r_1 + r_2 = const$  следва, че точката Р се намира на неизменни разстояния от центровете  $O_1$  и  $O_2$ . Както казахме точката Р се нарича ПОЛЮС на зацепване, а окръжностите с радиуси  $r_1$  и  $r_2$ , които минават през нея - начални окръжности. Равенството  $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$  показва, че началните окръжности се търкалят една върху друга без приплъзване.

### 3.3.3. Цилиндрични зъбни предавки с прави зъби

При предаване на въртливо движение между валове с успоредни геометрични оси най-голямо приложение намират цилиндричните зъбни колела с прави зъби. При тях зъбите са нарязани по външната цилиндрична повърхнина с образуваща на профила, успоредна на оста на колелото.



Фиг.3.8





## Основни геометрични характеристики и зависимости

Делителна окръжност на зъбното колело /фиг.3.8/ е онази мислена окръжност, по която дебелината на зъба  $S$  е равна на широчината на междузъбието  $e$ . Тя се чертае с тънка прекъсвана с точки линия /осова линия/. Делителната окръжност съвпада с началната окръжност. Това не важи за т.нар. коригирани зъбни колела /18/. Диаметърът на делителната окръжност се означава с  $d$ .

Стъпка на зъбното колело  $p$  е разстоянието между два съседни зъба, мерено по делителната окръжност.

Модул на зъбното колело  $m$  представлява отношението на стъпката и числото  $\pi$

$$/3.13/ \quad m = \frac{p}{\pi}.$$

Той е основна характеристика, чрез която се изразяват всички геометрични параметри на зъбното колело. Модулът е стандартизиран и се измерва в милиметри, без да се вписва измерението.

При брой на зъбите  $z$  и стъпка  $P$  дължината на делителната окръжност е  $\pi d = zp$ , откъдето за делителния диаметър се получава

$$/3.14/ \quad d = z.m.$$

Делителната окръжност разделя височината на зъба  $h$  на две части: глава с височина  $h_a$  и пета /основа/ с височина  $h_f$ . Обикновено се приема  $h_a = m$  и  $h_f = 1,25m$ , при което височината на зъба

$$h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m.$$

Външна /върхова/ окръжност на зъбното колело се нарича окръжността, описана около центъра на колелото и ограничаваща зъбите отвън. Външният диаметър се определя с израза

$$/3.15/ \quad d_a = d + 2h_a = zm + 2m = (z+2)m.$$

Вътрешна /петова/ окръжност на зъбното колело се нарича окръжността, описана около центъра на колелото и разграничаваща междузъбието от тялото на колелото. Вътрешният диаметър  $d_f$  се определя с израза

$$/3.16/ \quad d_f = d - 2h_f = zm - 2.1,25m = (z - 2,5)m.$$

Дължината на вѐба  $b$  се избира в зависимост от точността на изработка на зъбното колело и точността на монтажа, т.е. доколко е осигурено допирането на зъбите по цялата им дължина. Обикновено дължината на зъба се определя с израза

$$/3.17/ \quad b = / 10 \div 30 /m.$$

При задружна работа на две зъбни колела междуосовото разстояние  $A$ , се определя с израза

$$/3.18/ \quad A = r_1 + r_2 = d_1/2 + d_2/2 = m.(z_1 + z_2)/2,$$

където  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $z_1$ ,  $z_2$  са съответно делителните диаметри и броят на зъбите на зъбните колела.

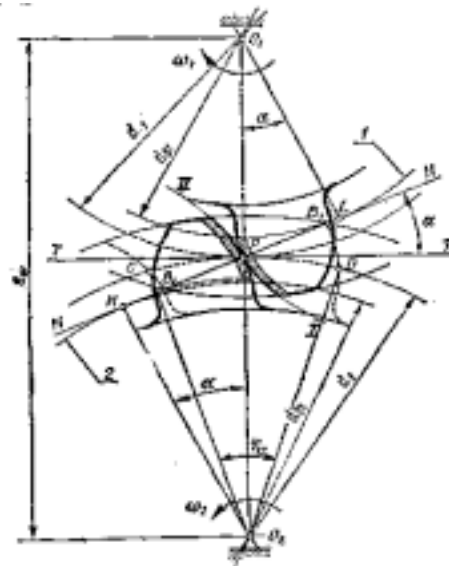
Геометрия на еволвентното зацепване На фиг.3.9 е показана схема на цилиндрична зъбна предавка, съставена от колела с еволвентен профил на зъбите. През полюса на зацепване  $P$ , лежащ на отсечката  $O_1O_2$ , прекарваме под ъгъл  $\alpha$  правата  $N - N$ . От точките  $O_1$  и  $O_2$  спускаме перпендикуляри към линията  $N - N$  и с получените радиуси  $O_1L$  и  $O_2K$  описваме окръжностите 1 и 2, допирателни към линията  $N - N$ . Получените окръжности се наричат основни, а правата  $N - N$  образуваща. При





търкаляне на правата  $N - N$  по всяка от основните окръжности точката  $P$  описва еволвентите  $I$  и  $II$ .

и  $N-N$  е обща нормала към двете еволвенти в допирната им точка. При въртене на основните окръжности заедно със своите центрове по правата  $KL$ , съвпадаща с линията на зацепване.



фиг. 3.9

Ако междусововото разстояние на предавката е точно равно на сумата от радиусите на делителните окръжности, началните и делителните окръжности съвпадат. По-нататък ще разглеждаме именно такова зацепване.

Общата допирателна  $T - T$  към началните окръжности и линията на зацепване  $KL$  образуват ъгъл  $\alpha$ , наречен ъгъл на зацепване. Той е стандартизиран и има стойност  $20^\circ$ .

Използуваните участъци от еволвентите се ограничават от окръжностите, прекарани през върховете на зъбите. Участъкът от линията на зацепване, заключен между тези окръжности /от  $t.V_1$  до  $t.V_2$  /, се нарича отсечка на зацепване. Чрез тази отсечка се определят частите от профилите на зъбите, които вземат участие при предаване на движението. Ако построим профилите на една и съща двойка зъби в началото на зацепването /  $t.V_1$  / и в края на зацепването /  $t.V_2$  /, точките  $V_1$  и  $V_2$  ще определят долните точки на активните профили на зъбите на двете колела. На фиг.3.9 активните профили на зъбите са заштриховани.

При завъртане на колелата на ъгъл, в границите на който допирната точка на зъбите преминава от началото до края на зацепването, точките от началните окръжности на всяко колело ще опишат дъги с еднаква дължина. Всяка такава дъга  $CD$  ще съответствува на ъгъла на завъртане на колелото от началото до края на зацепването. Този ъгъл се нарича ъгъл на припокриване на зъбното колело и се означава с  $\phi_\gamma$ . Централният ъгъл  $\tau$ , равен на  $2\pi/z$  rad или  $360^\circ/z$  се нарича ъглова стъпка на зъбите. Тук  $z$  е броят на зъбите на зъбното колело.

Отношението на ъгъла на припокриване на зъбното колело и неговата љглова стъпка се нарича коэффициент на припокриване и се означава с

$$\epsilon_\alpha = \frac{\phi_\gamma}{\tau} \quad /3.19/$$

За осъществяване на непрекъснатост на зацепването е необходимо спазване на условието  $\phi_\gamma > \tau$  или  $\epsilon_\alpha > 1$ . При неизпълнение на това условие двойката зъби ще излезе

от зацепване по-рано, отколкото ще влезе в зацепване следващата двойка. Това ще предизвика удари и неравномерност на предавката.

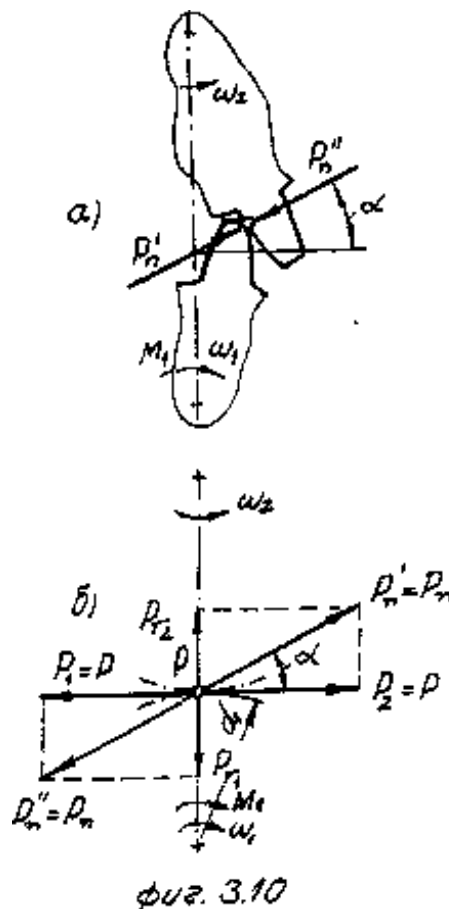
Сили действащи при зацапването. При съвместната работа на цилиндрични зъбни колела с прави зъби в мястото на допиране водещото колело действа с известна сила върху водимото колело, като по този начин се осъществява предаване на въртящия момент. Тази сила натоварва не само зъбите на зъбните колела, но така също вала и лагерите, свързани с тях.

При определяне на силата се пренебрегва триенето, от което следва, че тя ще бъде насочена по общата нормала в точката на допиране, т.е. по линията на зацепване.

Съгласно принципа на действието и противодействието в допирната точка на двата профила /фиг.3.10а/ водещото колело 1 действа върху водимото 2 със сила  $P_n'$ , докато водимото му противодейства със силата  $P_n'' = -P_n' = P_n$ . При разглеждане равновесието на водещото колело трябва да се вземе предвид действието на силата  $P_n''$ , съответно  $P_n'$ , когато се разглежда водимото колело.

При якостното пресмятане на зъбите, валове и при подбиране на лагерите се приема, че нормалната сила е съсредоточена в средата на венца на зъбното колело - в полюса на зацапването и има направление, съвпадащо с линията на зацепване.

От равенството на силите  $P_n' = P_n'' = P_n$  следват равенствата между периферните и радиалните сили



$$/3.20/$$

$$P_1 = P_2 = P = P_n \cdot \cos \alpha,$$

$$/3.21/$$

$$P_{r1} = P_{r2} = P_r = P_n \cdot \sin \alpha.$$



Обикновено периферната сила в дадена предавка се приема за зададена определена с изрази

$$/3.22/ \quad P = \frac{2M_{v1}}{d_1},$$

където  $M_{v1}$  е въртящият момент предаван от първото зъбно колело, а  $d_1$  е делителният диаметър на първото зъбно колело.

Всички други сили се определят чрез  $P$ . Така например за радиалната сила  $P_r$  и общата нормална сила  $P_n$  имаме

$$/3.23/ \quad P_r = P \tan \alpha,$$

$$/3.24/ \quad P_n = P / \cos \alpha,$$

където  $\alpha$  е ъгълът на зацепване.

Трябва да се отчита, че радиалната сила винаги е насочена към центъра на зъбното колело и огъва вала във вертикалната равнина, а периферната сила винаги е перпендикулярна на междуцентровото разстояние и действа в полюса на зацепване, като подлага вала на усукване и огъване в хоризонталната равнина.

Якостни пресмятания, материал и конструкция на зъбните колела.

При задружната работа на зъбните колела зъбите им се подлагат на периодично повтарящи се натоварвания на огъване и на повърхностен натиск. При недостатъчна якост може да се получи бързо износване и разрушаване на зъбите.

Обикновено на огъване се пресмятат откритите зъбни предавки, а на контактни напрежения - закритите зъбни предавки. Възможни са два вида пресмятания: проектно и проверочно. При проектното пресмятане на контактна якост се определя междуосовочо разстояние или модула, а при пресмятане на огъване - нормалния модул. В случая на проверочно пресмятане при зададени натоварване и размери на колелата се определя големината на контактните и огъващите напрежения, за да бъдат сравнени с допустимите стойности за съответния материал. Пресмята се колелото, което е изработено от материал с по-ниски механични характеристики, а ако двете колела са от еднакъв материал, пресмята се по-малкото колело, защото то се натоварва по-често, отколкото голямото колело.

По-долу са дадени формулите за проектно и проверочно пресмятане на цилиндрични зъбни колела с прави зъби /11/.

## 1. Проектно пресмятане

- на контактна якост

$$/3.25/ \quad m \geq \frac{1,3}{z_1} \sqrt[3]{\frac{M_1 k_o k_k (1+i) E_{np} z_1}{\psi_m i [\sigma_k]^2}},$$

- на огъване

$$/3.26/ \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{0,64 M_1 k_o k_k}{k_\epsilon \psi_m y_1 z_1 [\sigma_o]}}.$$

## 2. Проверочно пресмятане

- на контактна якост

$$/3.27/ \quad \sigma_k = \frac{0,74}{a} \sqrt{\frac{M_1 k_o k_k (1+i)^3 E_{np}}{Bi}} \leq [\sigma_k],$$

- за огъване



/3.28/

$$\sigma_{oz} = \sqrt[3]{\frac{0,64M_1 k_o k_k}{k_\varepsilon B y z_1 m^2}} \leq [\sigma_{oz}].$$

При използването на тези изрази трябва да се има предвид следното:

1. От получените стойности за  $m$  се избира по-голямата, която се закръглява до стандартна стойност.

2. Откритите предавки, работещи без смазване, се пресмятат само на огъване с понижено допустимо напрежение на сгъване с  $30 \div 50\%$ .

3. Величините в изразите имат следните значения и измерения:

$M_1$  - въртящ момент на вала на малкото колело, Nmm,

$Z_1$  - брой на зъбите на малкото колело,

$B$  - широчина на зъбния венец, mm,

$k_d$  - динамичен коефициент,  $k_d = 1,3 \div 5$ ,

$\psi_m$  - коефициент на широчината на зъбния венец,  $\psi_m = 8 \div 15$ ,

$k_k$  — коефициент на концентрацията на натоварването по дължината на зъба, зависещ от разположението на колелото спрямо опорите,

$k_\varepsilon$  - коефициент на разпределение на натоварването, вземащ предвид продължителността на зацепване,

$$E_{пр} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} - \text{приведен модул на линейната деформация, Pa,}$$

$[\sigma_k]$ ,  $[\sigma_{ог}]$  - допустимо контактно напрежение и допустимо напрежение при огъване за материала на зъбните колела, Pa ,

$y_1$  - коефициент на формата на зъба, големината на който зависи от броя на зъбите.

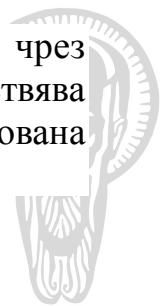
В повечето случаи зъбните колела в уредите са натоварени с малки сили и моменти и не се пресмятат якостно. Модулите на колелата се избират направо от стандарта по конструктивни и габаритни съображения.

Материалите за изработване на зъбните колела се избират от изискванията, предявявани към габаритите и теглото на предавката, от приетата точност и начина на изработване и от големината на периферната скорост. За периферни скорости до 3 m/s се използват конструкционни качествени стомани марки 20, 35, 45, а при по-големи периферни скорости - легирани стомани марки 20X, 40X, 40XH и др.

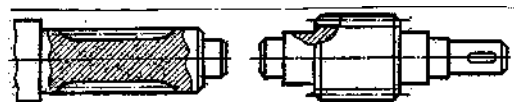
За различните бързоходни механизми водещото колело се изработва от стомана, а водимото от неметален материал: текстолит, капрон, гетинакс, полиамидни смоли и др. Благодарение на механичните си свойства неметалните колела работят безшумно, по-малко са чувствителни към неточностите при изработката и монтажа и са по-евтини.

Конструкцията на зъбните колела зависи от техните размери, метода на изработка и вида на материала. При конструиране на колелата трябва да се стремим да им придадем такава форма, която да удовлетворява редица изисквания за якост, малко тегло, икономичност и др.

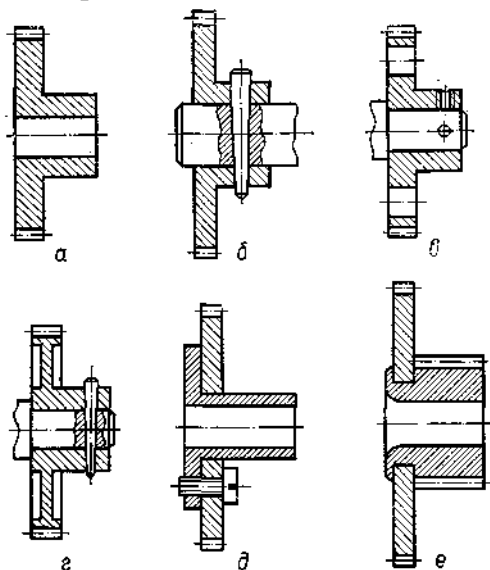
При силови предавки малките зъбни колела се изработват заедно с зала /фиг.3.11/, а големите зъбни колела могат да бъдат лети, ковани или заварени. При конструиране на зъбни колела за уредостроенето обикновено се предпочитат конструкциите, показани на фиг.3.12а,б и олекотените форми, показани на фиг.3.12в,г. Зъбните колела с големи диаметри и малка широчина се изработват



сборни, като се закрепват със стоманена втулка с винтове /фиг.3.11д/ или чрез завалцоване /фиг.3.11е/. Застпоряването на зъбните колела към валове се осъществява посредством щифтове, винтове или чрез пресоване върху гладка или рифелована повърхност на вала.



фиг. 3.11



фиг. 3.12

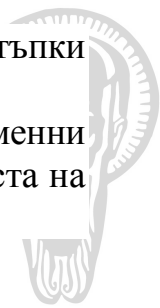
### 3.3.4. Цилиндрични зъбни предавки с наклонени зъби

Главните предимства на цилиндричните зъбни предавки с наклонени зъби пред предавките с прави зъби са:

- зацепването не става отведнъж, а постепенно. По такъв начин се получава плавно зацепване и отделяне на зъбите, вследствие на което натоварването става постепенно, без удари, поради което тези предавки работят по-безшумно.
- поради по-голямата продължителност на зацепване тези предавки при равни модули имат по-голяма якост,
- допускат по-големи периферни скорости и по-големи предавателни отношения.

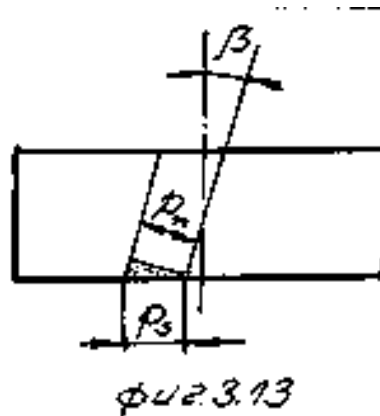
Като недостатък на зъбните предавки с наклонени зъби може да се посочи по-трудното изработване на зъбните колела и по-голямото триене, особено когато ъгълът на наклона на зъбите е по – голям.

С помощта на цилиндричните зъбни предавки с наклонени зъби може да се предава въртливо движение между валове, геометричните оси на които са успоредни или кръстосани. В първия случай ъгълът на наклона на зъбите се приема да бъде по-малък от  $35^\circ$ , а във втория - по-голям от  $35^\circ$ . Обикновено цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби се изработват с ъгъл на наклона  $\beta = 8 \div 15^\circ$ . Цилиндричните зъбни предавки с ъгъл на наклона  $\beta > 35^\circ$  се наричат още зъбни колела с винтови зъби /вж.т.3.3.5/.



При цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби различаваме два вида стъпки /фиг.3.13/:

$p_s$  - челна стъпка, представляваща разстоянието между два съседни едноименни профила, измервано по делителната окръжност в равнина, перпендикулярна на оста на колелото,



$p_n$  - нормална стъпка, представляваща разстоянието между същите профили, измервано по делителния цилиндър в равнина, перпендикулярна на наклонената линия.

Между челната и нормалната стъпка, респективно между челния и нормалния модул съществуват следните зависимости:

$$/3.29/ \quad p_s = \frac{p_n}{\cos \beta},$$

$$/3.30/ \quad m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

Съгласно БДС стандартен се избира нормалният модул  $m_n$ .

Основните геометрични параметри се определят, както следва:

$$/3.31/ \quad d = z m_s = z \frac{m_n}{\cos \beta},$$

$$/3.32/ \quad d_a = d + 2h_a = z \frac{m_n}{\cos \beta} + 2m_n,$$

$$/3.33/ \quad d_f = d - 2h_f = z \frac{m_n}{\cos \beta} - 2.1,25m_n,$$

$$/3.34/ \quad A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m_s = \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} m_n.$$

Сили, действащи при зацепването. Действащата в нормалното сечение на зъба обща нормална сила  $P_n$  /фиг.3.14б/ съгласно общия закон на зацепването е насочена по общата нормала в точката на допиране под ъгъл  $\alpha$  спрямо тангенциалната равнина. Тя може да се разложи на две съставляващи

$$/3.35/ \quad P' = P_n \cdot \cos \alpha,$$

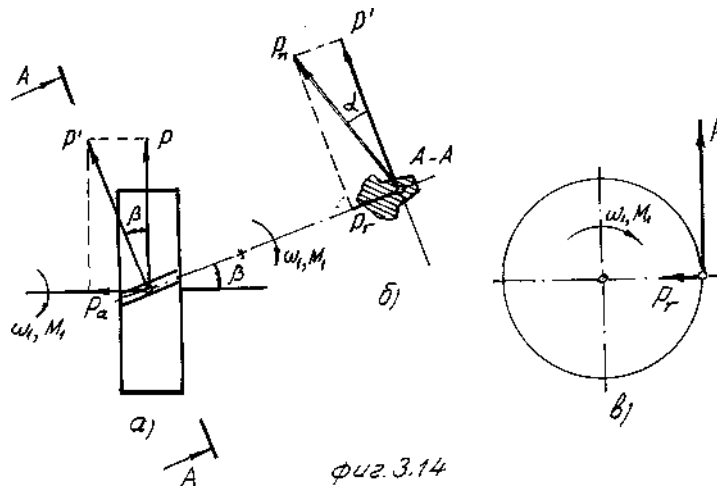
$$/3.36/ \quad P_r = P_n \cdot \sin \alpha.$$

Съставляващата  $P'$ , пренесена в полюса на зацепването на зъбното колело с наклонени зъби /фиг.3.14а/, се разлага на две съставляващи

$$/3.37/ \quad P = P' \cdot \cos \beta,$$

$$/3.38/ \quad P_a = P' \cdot \sin \beta,$$





фиг. 3.14

където  $\beta$  е ъгълът на наклона на зъбите.

По – долу са дадени изразите за определяне на силите, действащи в полюса на зацепването, в зависимост от периферната сила

$$/3.39/ \quad P = \frac{2M_1}{d_1}.$$

Така за радиалната сила получаваме

$$/3.40/ \quad P_r = \frac{P}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha.$$

За общата нормална сила получаваме

$$/3.41/ \quad P_n = \frac{P}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}.$$

За аксиалната сила получаваме

$$/3.42/ \quad P_a = P \operatorname{tg} \beta.$$

Периферната сила натоварва вала на зъбното колело на усукване и огъване във вертикалната равнина /при разглежданото разположение на предавката/. Радиалната сила натоварва вала на огъване в хоризонталната равнина, а аксиалната сила натоварва зала на натиск и на огъване в хоризонталната равнина /фиг.3.14а,в/.

Трябва да се има предвид, че силите, действащи върху второто колело, са с противоположни посоки спрямо силите, действащи върху първото зъбно колело.

За пресмятане на цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби на якост и на контактни напрежения се използват изразите:

## 1. Проектно пресмятане

- на контактна якост

$$/3.43/ \quad m_n \geq \frac{1,3 \cos \beta}{z_1} \sqrt[3]{\frac{M_1 k_o k_k (1+i) E_{np} z_1 \cos \beta}{k_\epsilon \psi_m i [\sigma_k]^2}},$$

- на огъване

$$/3.44/ \quad m_n \geq \sqrt[3]{\frac{0,64 M_1 k_o k_k \cos \beta}{k_\epsilon \psi_m y_1 z_1 [\sigma_{oz}]}},$$

## 2. Проверочно пресмятане

- на контактна якост



/3.45/

$$\sigma_k = \frac{0,74}{a} \sqrt{\frac{M_1 k_d k_k (1+i)^3 E_{np} \cos \beta}{k_\varepsilon B i}} \leq [\sigma_k] .$$

– на огъване

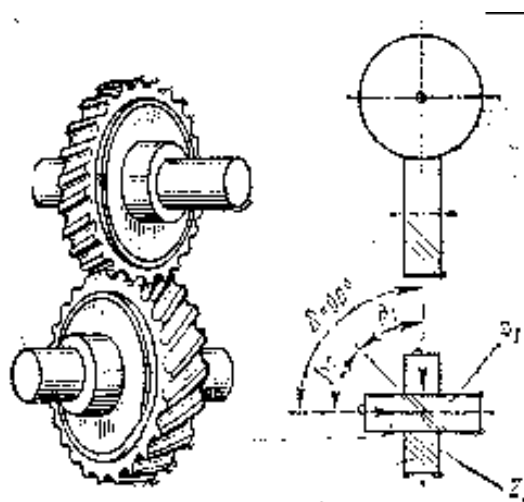
/3.46/

$$\sigma_{0z} = \sqrt[3]{\frac{0,64 M_1 k_d k_k}{k_\varepsilon B y_1 z_1 m_n^2}} \leq [\sigma_{0z}] .$$

При прилагането на тези изрази освен забележките, дадени при цилиндричните зъбни колела с прави зъби, трябва да се има предвид, че челният модул се определя от /3.29/, където  $\psi_m = 10 \div 18$  и  $\beta$  е ъгълът на наклона на зъбите.

За материала и конструкцията на зъбните колела важат съображенията в абзаца за якостни пресмятания, материал и конструкция на зъбните колела.

### 3.3.5. Цилиндрични зъбни предавки с винтови зъби



фиг. 3.15

Цилиндричните зъбни предавки с винтови зъби /фиг.3.15/ служат за предаване на въртливо движение между валове с кръстосани геометрични оси и най-често под прав ъгъл.

Всяко едно от колелата с винтови зъби може да се разглежда като зъбно колело с наклонени зъби, при което ъгълът на наклона съвпада с ъгъла на наклона на винтовата линия на зъбите. Следователно оразмеряването и пресмятането на едно колело с винтови зъби не се различава от това на зъбно колело с наклонени зъби. За разлика от цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби при зъбни колела с винтови зъби допирането става в точка, а не в линия.

Основен недостатък на винтовите зъбни предавки е увеличеното приплъзване в зацепването и свързаното с това увеличено износване на зъбните колела. Тези предавки обикновено се употребяват като кинематични, т.е. такива, при които предаваните въртящи моменти са сравнително малки.

На фиг.3.15б е доказано взаимното разположение на две задружно работещи винтови зъбни колела, геометричните оси на които са кръстосани под ъгъл  $\delta = 90^\circ$ . Зъбите на двете колела са с различни ъгли на наклона  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , като сумата от тези ъгли трябва да бъде равна на ъгъл  $\delta$ . За да могат да работят задружно, двете зъбни колела



трябва да имат равни ъгли на зацепване в нормалната равнина и равни нормални модули.

Делителните диаметри на зъбните колела с винтови зъби се определят по общата формула, както следва

$$/3.47/ \quad d_1 = z_1 m_{s_1} = z_1 \frac{m_n}{\cos \beta_1},$$

$$/3.48/ \quad d_2 = z_2 m_{s_2} = z_2 \frac{m_n}{\cos \beta_2}.$$

Междуосовото разстояние  $A$  /най-късото разстояние между геометричните оси/ се определя с изрази

$$/3.49/ \quad A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right).$$

Предавателното отношение при винтовите зъбни предавки е както при другите предавки

$$/3.50/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_1}{z_2},$$

а при използване на делителните диаметри се получава изрази

$$/3.51/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{d_2 \cos \beta_2}{m_n}}{\frac{d_1 \cos \beta_1}{m_n}} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1}.$$

Поради точковото допиране, както и поради надлъжното приплъзване винтовите зъбни предавки намират приложение при пренасяне на малки мощности и при предавателно отношение, не по-голямо от 1.

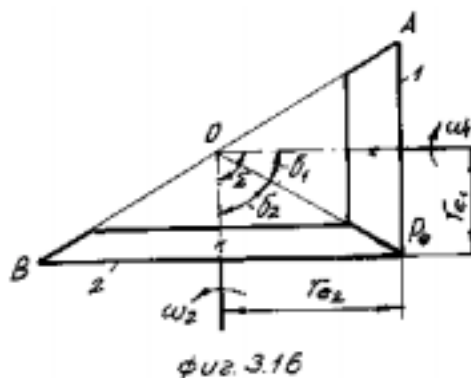
При реверсивни винтови зъбни предавки обикновено се приема  $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$ .

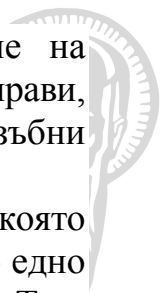
Якостното пресмятане на винтовите зъбни предавки се извършва както при цилиндричните зъбни предавки с наклонени зъби.

За намаляване на загубите от триене в страничните повърхнини на зъбите се препоръчва задружно работещите колела да се изработват от различни материали с малък коефициент на триене например: закалена стомана - бронз, текстолит - бронз, текстолит - закалена стомана и др.

### 3.3.6. Конусни зъбни предавки

Конусните зъбни предавки служат за предаване на въртливо движение между валове, геометричните оси на които се пресичат под произволен ъгъл. Най-разпространени са конусните предавки с ъгъл  $\Sigma = 90^\circ$ .





Тези предавки са по-сложни от цилиндричните както по отношение на изработката, така и по отношение на монтажа им. Те могат да бъдат с прави, наклонени или криволинейни зъби. Най-голямо приложение намират конусните зъбни предавки със зъбни колела с прави зъби.

На фиг.3.16 е показана конусна предавка, геометричните оси на валове на която сключват ъгъл  $\Sigma = 90^\circ$ . При задружната работа на двете конусни колела на всяко едно от тях съществува по един конус, по който те се търкалят, без да се приплъзват. Тези конуси се наричат начални конуси.  $OP_e$  и  $OBP_e$  /. За правилната работа на една конусна предавка върховете на началните конуси трябва да лежат в пресечната точка О на геометричните оси на свързаните валове.

Общият ъгъл на конусната предавка е

$$/3.52/ \quad \Sigma = \delta_1 + \delta_2,$$

където  $\delta_1$  и  $\delta_2$  са ъглите на делителните конуси.

Разстоянието  $OP_e$  се означава с  $L$  и се нарича образуваща на конусната предавка.

Ако с  $\omega_1$  е означена ъгловата скорост на задвижващото колело 1, а с  $\omega_2$  - ъгловата скорост на задвижваното колело 2, за периферната скорост на една произволна точка от образуващата  $P_e$  /обикновено се взема най-външната точка  $P_e$  / при положение, че началните конуси се търкалят без приплъзване, може да се напише равенството

$$\omega_1 r_{e1} = \omega_2 r_{e2}.$$

Тогава за предавателното отношение  $i$  се получава изравът

$$/3.53/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}} = \frac{z_2}{z_1},$$

където  $z_1$  е броят на зъбите на задвижващото колело, а  $z_2$  е броят на зъбите на задвижваното колело.

Ъглите на делителните конуси  $\delta_1$  и  $\delta_2$  могат да се определят чрез предавателното отношение  $i$  и ъгъла  $\Sigma$ , които се задават предварително. От фиг.3.16 се вижда, че

$$r_{e1} = OP_e \sin \delta_1,$$

$$r_{e2} = OP_e \sin \delta_2,$$

от където следва

$$/3.54/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Като се вземе предвид, че  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$  или  $\delta_1 = \Sigma - \delta_2$  и  $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$  за ъглите на делителните конуси се получават изразите

$$/3.55/ \quad \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{1 + \cos \Sigma},$$

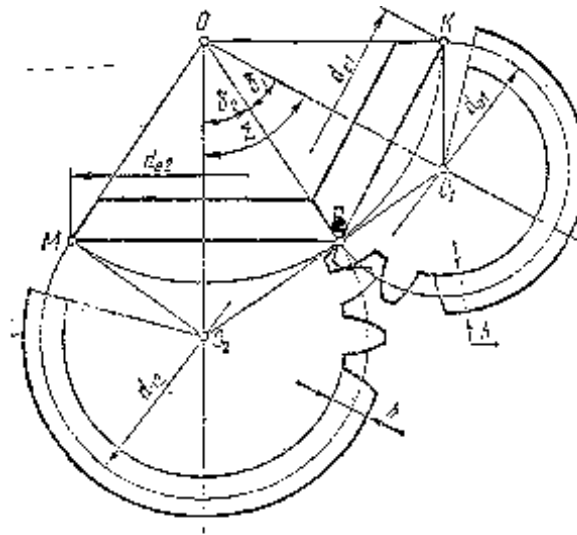
$$/3.56/ \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{i \sin \Sigma}{1 + i \cos \Sigma}.$$

Когато геометричните оси на валове се пресичат под прав ъгъл  $/\Sigma = 90^\circ/$ , ъглите на делителните конуси се пресмятат с изразите

$$/3.57/ \quad \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}$$

и

$$/3.58/ \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{i} = \frac{z_2}{z_1}.$$



фиг. 3.17

Построяването на профилите на зъбите на конусните колела е аналогично на това при цилиндричните зъбни колела. Всъщност точното построяване тук трябва да се извършва върху сферична повърхнина с център върха О на началните конуси /фиг.3.17/ и радиус  $OP_e$ .

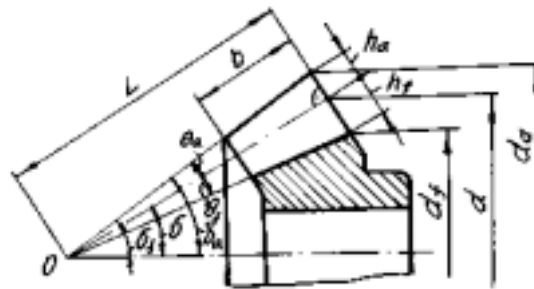
Тъй като профилирането на зъбите върху сферична повърхнина е много сложно, защото сферичната повърхнина не може да се разгъне върху равнина, прието е построяването на профилите да се извършва върху т.нар. допълнителни конуси  $/O_1P_e$  и  $O_2MP_e/$ . Диаметрите на еквивалентните колела са съответно

$$/3.59/ \quad d_{r1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}$$

и

$$/3.60/ \quad d_{r2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2},$$

където  $\delta_1$  и  $\delta_2$  са ъглите на делителните конуси.



фиг. 3.18

За определяне на геометричните размери на едно конусно зъбно колело нека разгледаме фиг.3.18. Тъй като размерите на зъба се изменят по дължината му, съществува максимален модул  $m_e$  и среден модул  $m_{cp}$ . Максималният модул обикновено се избира от стандартния ред модули и с него се определят геометричните размери на конусното зъбно колело. Както при цилиндричните зъбни колела се приемат следните зависимости :  $h_a = m_e$ ,  $h_f = 1,25m_e$  и  $h = 2,25m_e$ . Обикновено външната челна повърхнина на конусното зъбно колело е перпендикулярна на началната конусна повърхнина.

Диаметрите на конусното колело се определят с изразите

$$/3.61/ \quad d = z m_e,$$

$$/3.62/ \quad d_a = d + 2h_a \cos \delta,$$

$$/3.63/ \quad d_f = d - 2h_f \cos \delta,$$

Дължината на образуващата на конусната зъбна предавка се определя от

$$/3.64/ \quad L = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

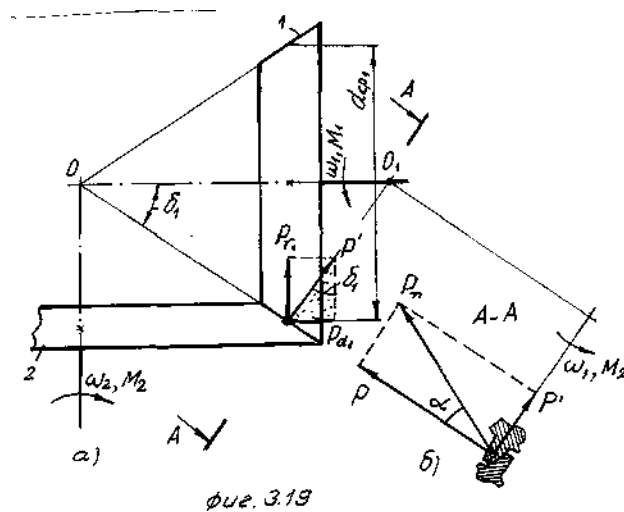
Върховете ъгли на конусното зъбно колело се пресмятат от зависимостите

$$/3.65/ \quad \operatorname{tg} \Theta_a = \frac{h_a}{L} = \frac{2 \sin \delta}{z} \quad \text{и} \quad /3.66/ \quad \operatorname{tg} \Theta_f = \frac{h_f}{L} = \frac{2,5 \sin \delta}{z}.$$

Външният и вътрешният върхов ъгъл на конусното зъбно колело се определят, както следва

$$/3.67/ \quad \delta_a = \delta + \Theta_a \quad \text{и} \quad /3.68/ \quad \delta_f = \delta - \Theta_f.$$

Обикновено дължината на зъба се приема  $b = 5 \div 6/m_e$ , но не повече от  $1/3L$ .



фиг. 3.19

Силите, действащи в зацепването на една конусна зъбна предавка /фиг.3.19/, се определят за средната точка от дължината на зъба. Действащата по нормалата на зъба сила /при задвижващо колело 1/ разлагаме на две съставляващи /фиг.3.19б/

$$/3.69/ \quad P = P_n \cos \alpha = \frac{2M_1}{d_{cp,1}}$$

$$/3.70/ \quad P' = P_n \sin \alpha.$$

Силата  $P'$  /фиг.3.19а/ разлагаме на две други съставляващи

– радиална сила

$$/3.71/ \quad P_{r1} = P' \cos \delta_1 = P \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1,$$

– аксиална сила

$$/3.72/ \quad P_{a1} = P' \sin \delta_1 = P \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

Общата нормална сила  $P_n$  се определя с израза

$$/3.73/ \quad P_n = \frac{P}{\cos \alpha}.$$

Радкалната сила  $P_{r1}$  е насочена перпендикулярно на вала на колелото 1, като го натоварва на огъване, и е насочена осово за колелото 2, като го натоварва на опън /натиск/.

Аксиалната сила  $P_{a1}$  е насочена радиално на колелото 2 и осово за колелото 1, като натоварванията на валове са аналогични.



За пресмятане на конусните зъбни колела с прави зъби на якост и на контактни напрежения се използват следните формули:

## 1. Проектно пресмятане

- на контактна якост

$$/3.74/ \quad m_e \geq \frac{1,56 \cos \delta_1}{z_1} \sqrt[3]{\frac{M_1 k_\delta k_k (1+i)^2 E_{np}}{\psi i^2 [\sigma_k]^2}},$$

- на огъване

$$/3.75/ \quad m_e \geq \sqrt[3]{\frac{1,1 M_1 k_\delta k_k \cos^2 \delta_1}{\psi y_1 z_1^2 [\sigma_k]^2}}.$$

## 2. Проверочно пресмятане

- контактна якост

$$/3.76/ \quad \sigma_k = 2,1 \frac{M_1 k_\delta k_k (1+i^2) E_{np} \cos^3 \delta_1}{B d_{e1}^2} \leq [\sigma_k],$$

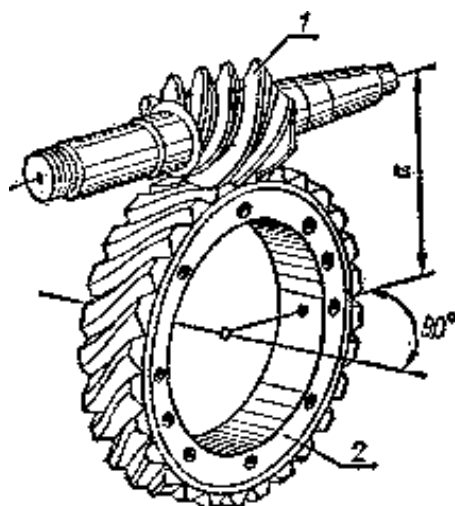
- на огъване

$$/3.77/ \quad \sigma_{oz} = \frac{1,32 M_1 k_\delta k_k z_1 \cos^2 \delta_1}{B y_1 d_{e1}^2} \leq [\sigma_{oz}].$$

Величините в тези формули са както при цилиндричните зъбни колела с прави зъби.

### 3.3.7. Червячни предавки

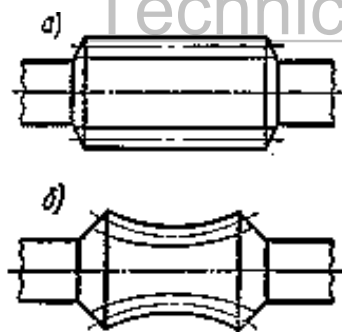
Основни понятия и класификация. Червячните предавки /фиг.3.20/ се употребяват за предаване на въртливо движение между валове, геометричните оси на които са кръстосани в пространството обикновено под  $90^\circ$ . Всяка червячна предавка се състои от червячен винт /червяк/ 1 и винтово /червячно/ колело 2. Червякът може да се разглежда като едно- или многоходов винт, а червячното колело - като своеобразна гайка.



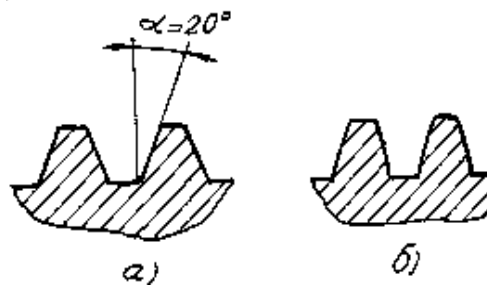
фиг. 3.20

Основните предимства на червячните предавки в сравнение с другите предавки са: възможност за получаване на големи предавателни отношения, плавност на зацапването и безшумна работа, възможност за самоспиране. Недостатъци на червячните предавки са: ниският КПД и използването на по-скъпи материали за червячните колела.

В зависимост от вида на повърхнината, върху която се нарязват навивките, червяците биват цилиндрични /фиг. 3.21а/ и глобоидни /фиг.3.21б/, Глобоидните



фиг. 3.21



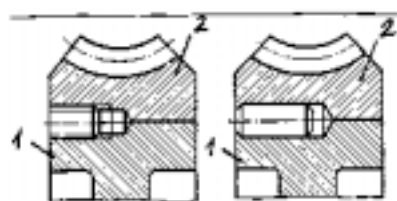
фиг. 3.22



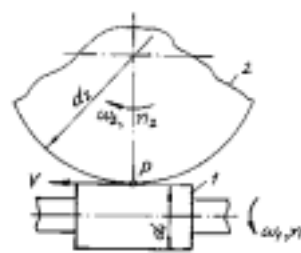
червяци имат по-голяма носеща способност, но поради трудното им изработване и необходимостта от специално охлаждане имат по - ограничено приложение.

В зависимост от вида на профила на навивките в главното им сечение /сечението, което се получава при пресичането на предавката с равнина по оста на червяка и перпендикулярна на оста на черничкото колело/ цилиндрични те червяци са архимедови /фиг.3.22а/ и еволвентни /фиг.3.22б/.

Архимедовият червяк представлява зъбен гребен с трапецовидни зъби с ъгъл на наклона на страничните стени  $\alpha = 20^\circ$ , а еволвентният червяк - зъбен гребен с изпъкнали зъби, имащи еволвентен профил. Поради по-лесното изработване архимедовите червяци са намерили по-широко приложение.



фиг. 3.23



фиг. 3.24

В зависимост от броя на ходовете червяците са: едноходови, двуходови и т.н., като червяци с повече от 4 хода не се употребяват. Обикновено червякът се изработва заедно с червячния вал от средновъглеродни или легирани стомани.

Поради това, че работата на червячните предавки е съпроводена с голямо плъзгане между навивките на червяка и зъбите на червячното колело, за намаляване на износването и на загубите от триене зъбите на червячното колело се изработват от антифрикционен материал. Най-често червячното колело се прави съставно: чугунена главина 1 и венец от антифрикционен материал 2 /фиг.3.23/, съединени чрез пресова сглобка.

Предавателно отношение и КПД. При задружната работа на червяка 1 и червячното колело 2 /фиг.3.24/ скоростта на привидното осово преместване на навивките на червяка  $V_1$  и периферната скорост на червячното колело по делителната му окръжност  $V_2$  са равни.

Скоростта на червяка може да се изрази по следния начин

$$/3.78/ \quad V_1 = \frac{P_1 n_1}{60} = \frac{z_1 p n_1}{60},$$

където  $P_1 = z_1 p$  е ходът на червяка,  $z_1$  е броят на ходовете на червяка,  $P_1$  е осовата стъпка на навивките на червяка,  $n_1$  е оборотите на червяка в минута.

Скоростта на червячното колело  $V_2$  се определя с изрази

$$/3.79/ \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{z_2 p n_2}{60},$$

където  $d_2$  е делителният диаметър на червячното колело,  $n_2$  са оборотите на червячното колело в минута,  $z_2$  е броят на зъбите на червячното колело,  $p$  е стъпката на зъбите на червячното колело, равна на осовата стъпка на червяка.

Тъй като  $V_1 = V_2$  /условие за плавно предаване на въртеливото движение/, следва че

$$\frac{z_1 p n_1}{60} = \frac{z_2 p n_2}{60},$$

откъдето намираме израз за предавателното отношение на червячната предавка

$$/3.80/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

От получения израз се вижда, че с червячните предавки могат да се постигат големи предавателни отношения - за силови предавки до 80, а за кинематични до 500.

Коефициентът на полезно действие на червячната предавка, която представлява всъщност винтова предавка, представлява отношението на полезната работа и вложената работа за един оборот на червяка,

$$/3.81/ \quad \eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{вл}}},$$

където  $A_{\text{пол}} = QP_h$  е полезната работа, а  $A_{\text{вл}} = P\pi d_2$  е вложената работа. Тук  $Q$  е осовата скла,  $P_h$  е хода на червяка,  $P$  е периферната сила на червяка, а  $d_2$  е делителният диаметър на червячното колело.

Като се има предвид /1.41/ за коефициента на полезното действие на червячната предавка се получава

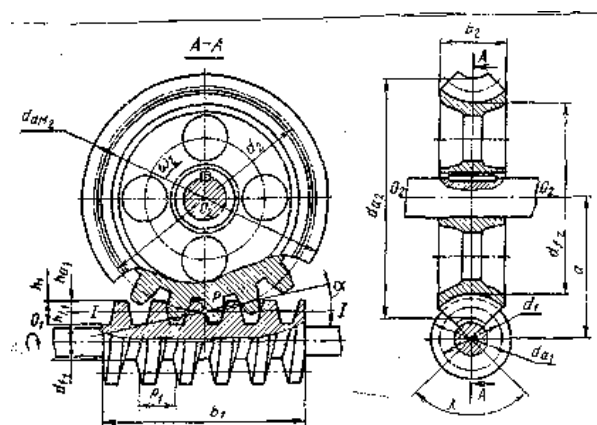
$$/3.82/ \quad \eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')},$$

където  $\gamma$  е ъгълът на наклона на винтовата линия, а  $\rho'$  е ъгълът на триене, който зависи от относителната скорост на плъзгане между навивките на червяка и зъбите на червячното колело.

Общият КПД на червячните предавки, отчитащ загубите на енергия от триене в лагерите и от разбиване на маслото, има стойности в следните граници: при едноходов червяк от 0,7 до 0,75, при двуходов червяк от 0,75 до 0,82, при четириходов червяк от 0,88 до 0,92.

В случая, когато  $\gamma \leq \rho'$  червячната предавка е самоспяраща, при която КПД е по-малък от 0,5.

Основни геометрични параметри и зависимости. На фиг.3.25 е показана червячна предавка с долно разположение на червячния вал с означени основните геометрични параметри.



фиг. 3.25

Съгласно БДС осовият ъгъл на зацепване е  $\alpha = 20^\circ$ , а осовият модул на червяка /челен за червячното колело/ се избира в съответствие с БДС 1528-82. За относителната дебелина на червяка

$$/3.83/ \quad q = \frac{d_1}{m} = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma},$$

се приема стандартна стойност в зависимост от големината на модула. Височината на профила на зъба на червячното колело се приемат, както следва

$$/3.84/ \quad h_{a1} = h_{a2} = h_a = m,$$

$$/3.85/ \quad h_{f1} = h_{f2} = h_f = 1,25m,$$

$$/3.86/ \quad h_1 = h_2 = h = 2,25m.$$

Диаметърът на външната окръжност е

$$/3.87/ \quad d_{a1} = d_1 + 2h_a,$$

а диаметърът на вътрешната окръжност е

$$/3.88/ \quad d_{f1} = d_1 - 2h_f.$$

При червяци, изработени заедно с вала, е необходимо  $d_{f1}$  да бъде по-голям или равен на минималния диаметър на вала /определен от условието за якост/.

Дължината на червяка  $b_1$  се намира от изразите

$$/3.89/ \quad \text{при } z_1 = 1 - 2 \quad b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m,$$

$$/3.90/ \quad \text{при } z_1 = 3 - 4 \quad b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m.$$

Ъгълът на наклона на винтовата линия се определя от израза

$$/3.91/ \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1 p}{\pi d_1} = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}.$$

Диаметърът на делителната окръжност на червячното колело се определя с познатата формула

$$/3.92/ \quad d_2 = z_2 m.$$

Диаметрите на външната  $d_{a2}$  и вътрешната  $d_{f2}$  окръжности на червячното колело са съответно

$$/3.93/ \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a,$$

$$/3.94/ \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f.$$

Препоръчва се най-големият външен диаметър  $d_{aM2}$  да се определя с израза

$$/3.95/ \quad d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_2 + 2}.$$

Широчината на колелото  $b_2$  се избира в зависимост от броя на ходовете на червяка, както следва

$$- \text{при } z_1 = 1 - 2, \quad b_2 \leq 0,75d_{a1},$$

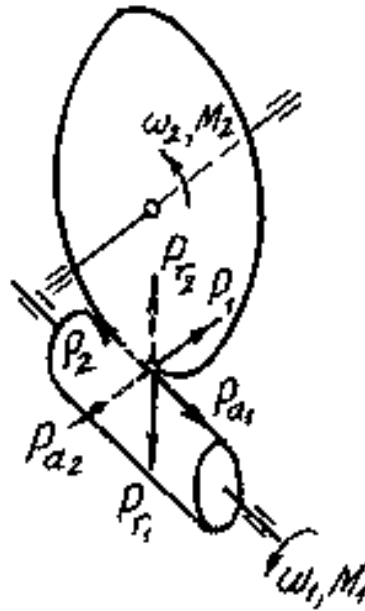
$$- \text{при } z_1 = 3 - 4, \quad b_2 \leq 0,67d_{a1}.$$

Ъгълът на обхващане на червяка  $\lambda$  се избира в границите от  $60$  до  $120^\circ$ .

Междусосовото разстояние на червячната предавка се пресмята с израза

$$/3.96/ \quad A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2).$$

Минималният брой на зъбите на червячното колело при  $z_1 = 1$  се приема  $z_{2\min} = 21$ , а за минимален брой на зъбите при червячни колела намиращи приложение в уредостроенето, се приема  $z_{2\min} = 300 \div 500$ .



фиг. 3.26

Сили действащи в зацепването. Нормалната сила  $P_n$  насочена по общата нормала в полюса на зацепване, разлагаме на следните три взаимно перпендикулярни сили /фиг.3.26/.

Периферна сила  $P_1$  на червяка, която числено е равна на осовата сила на червячното колело

$$/3.97/ \quad P_1 = P_{a2} = \frac{2M_1}{d_1}.$$

Периферна сила  $P_2$  на червячното колело, която числено е равна на осовата сила на червяка

$$/3.98/ \quad P_2 = P_{a1} = \frac{2M_2}{d_2},$$

където  $M_2 = M_1 i_\eta$  е въртящият момент на червячното колело.

Радиалните сили на червяка и червячното колело са еднакви по големина и противоположни по посока и се определят от израза

$$/3.99/ \quad P_{r1} = P_{r2} = \frac{2M_2}{d_2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Силите в червячната предавка могат да бъдат определени и по метода разгледан при цилиндрични зъбни предавки с наклонени зъби.

Якостно пресмятане на червячните предавки. За пресмятане на червячните предавки на огъване и на контактни напрежения се използват следните формули /11/:

## 1. Проектно пресмятане

– на контактна якост

$$/3.100/ \quad m \geq 1,33 \sqrt{\frac{M_2 k_\delta k_k E_{np}}{\psi_m k_\epsilon z_2^2 [\sigma_k]^2}},$$

– на огъване

$$/3.101/ \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{0,64 M_2 k_\delta}{\psi_m k_\epsilon y_2 z_2 [\sigma_{oz}]_2}}.$$

## 2. Проверочно пресмятане

– на контактна якост

$$/3.102/ \quad \sigma_{\kappa} = 1,47 \sqrt{\frac{M_2 k_d E_{np}}{b_2 k_{\varepsilon} m^2 z_2^2}} \leq [\sigma_{\kappa}]_2,$$

– на огъване

$$/3.103/ \quad \sigma_{oz} = \frac{0,64 M_2 k_d}{b_2 k_{\varepsilon} y_2 m^2 z_2^2} \leq [\sigma_{oz}]_2.$$

Величините в тези изрази са както при цилиндрични зъбни колела с прави зъби – “Якостни пресмятания, материал и конструкция на зъбните колела”.

Конструкцията на червяка и червячното колело могат да бъдат най-различни /6/. Те зависят от големината на предаваната мощност, периферната скорост, предавателното отношение, начина на смазване и др.

### 3.3.8. Редуктори

Редукторите са механични предавки, състоящи се най-често от зъбни и червячни предавки, намиращи се в закрит корпус и работещи в маслена вана. Обикновено те служат за понижаване на скоростта на въртене и увеличаване на предавания въртящ момент.

Редукторът се състои от корпус, в който се монтират елементите на предавката: зъбни колела, валове, лагери и др.

Редукторите се класифицират по следните признаци:

- по типа на предавката: зъбни, червячни или комбинирани,
- по броя на стъпалата: едностъпални, дву-, три-, и многостъпални,
- по типа на зъбните колела: цилиндрични, конусни, конусно-цилиндрични, червячни и др.,
- по разположението на валовете в пространството: хоризонтални, вертикални и наклонени,
- по особеностите на кинематичната схема: разгънати, съосни и с раздвоено стъпало.

Поради голямото приложение на редукторите в общото машиностроене и уредостроене те са стандартизирани и се произвеждат масово.

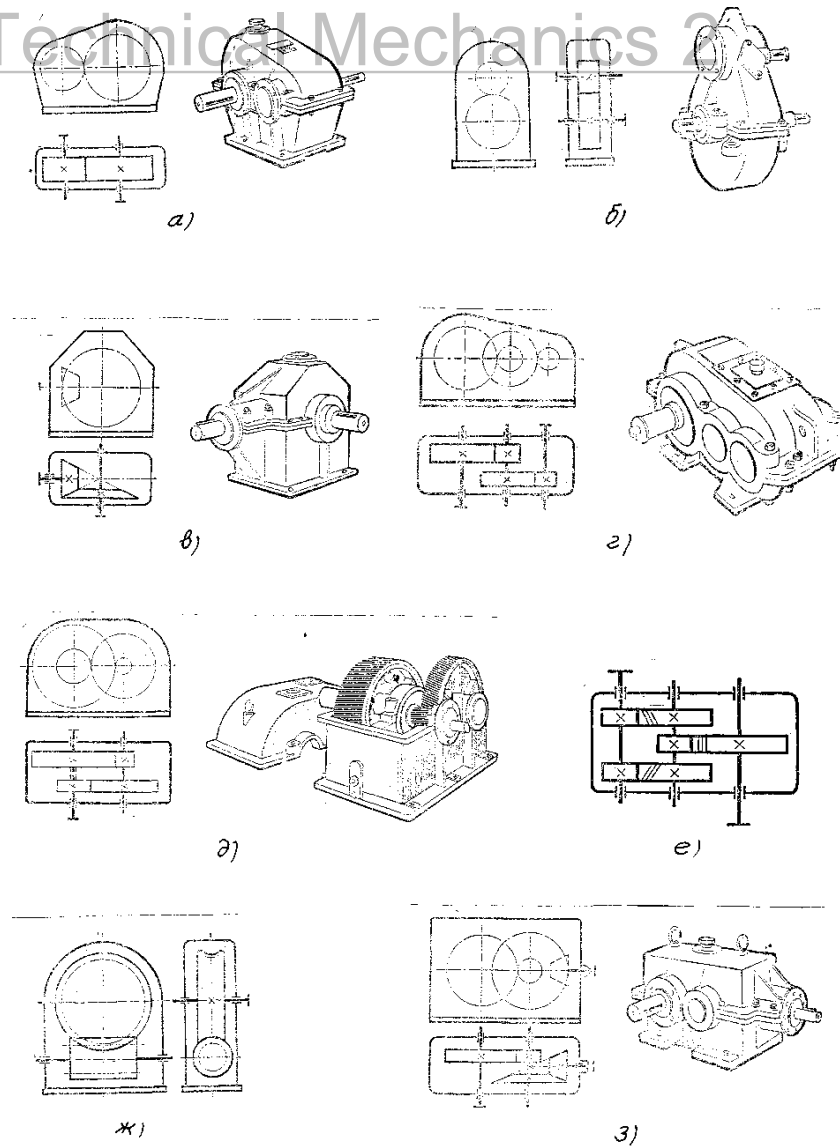
На фиг.3.27 са показани различни кинематични схеми на редукторите съгласно горната класификация.

- фиг.3.27а - едностъпален хоризонтален редуктор с цилиндрични зъбни колела,
- фиг.3.27б - едностъпален вертикален редуктор с цилиндрични зъбни колела,
- фиг.3.27в - едностъпален хоризонтален редуктор с конуени зъбни колела,
- фиг.3.27г - двустъпален хоризонтален редуктор с цилиндрични зъбни колела по разгъната схема,
- фиг.3.27д - двустъпален хоризонтален редуктор с цилиндрични зъбни колела по съосна схема,
- фиг.3.27е - двустъпален хоризонтален редуктор с цилиндрични зъбни колела с раздвоено бързоходно стъпало,
- фиг.3.27ж - червячен редуктор с горно разположение на червяка,
- фиг.3.27з - двустъпален хоризонтален конусно-цилиндричен редуктор.

Изборът на схемата на редуктора зависи преди всичко от конструкцията на машината, за която е предназначен, и от необходимото предавателно отношение.

Обикновено предавателните отношения на редукторите се приемат в следните граници: за едностъпални цилиндрични редуктори от 2 до 8, за двустъпални редуктори от 8 до 40, за червячни редуктори от 12 до 100, Разбиването на общото





фиг. 3.27

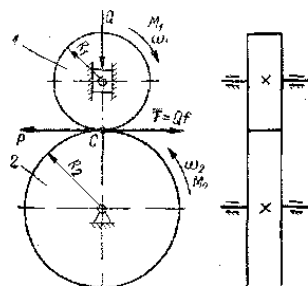
предавателно отношение между отделните зависи от габаритите на редуктора, рационалността на конструкцията на корпуса и удобството при монтажа.

За получаване на по — големи предавателни отношения при сравнително малки габарити намират приложение т.нар. епициклични редуктори, при които се използват зъбни предавки с подвижни оси в пространството. Епицикличните предавки с една степен на свобода се наричат планетарни, а с две степени на свобода - диференциални /вж. по-подробно т.4.3.6/.

### 3.4. ФРИКЦИОННИ /ТРИЕЩИ/ ПРЕДАВКИ

#### 3.4.1. Основни понятия и класификация

При фрикционните /триещи/ предавки механичната енергия на водещото звено се предава на водимото звено посредством сила на триене, възникваща между допирните им повърхности. Най-често те се използват за предаване на въртеливи движения между валове с успоредни или пресичащи се оси и за преобразуване на движения — въртеливо в постъпателно или обратно.



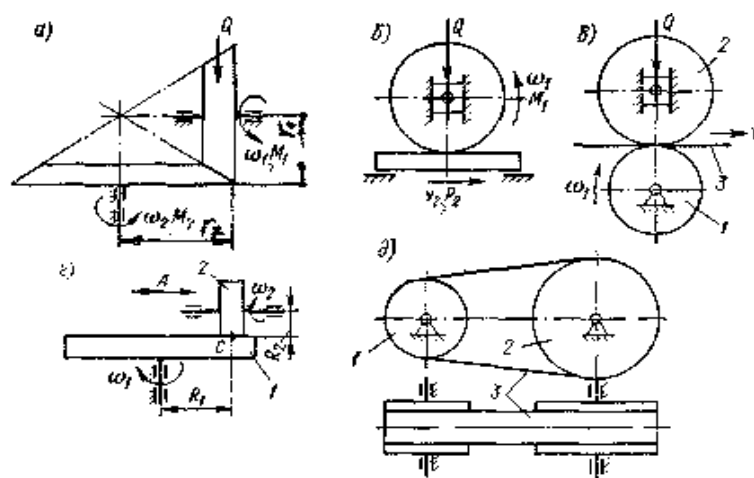
фиг. 3.28

Най-простата фрикционна предавка се състои от две колела /шайби, ролки/, притиснати едно към друго със сила  $Q$ , предизвикана най-често от пружина /фиг.3.28/. Движението на задвижващото колело 1 се предава на задвижваното колело 2 посредством силата на триене  $T$ , породена в контактната област на двете колела.

В зависимост от особеността на конструкцията и предназначението фрикционните предавки могат да се разделят на следните групи:

а/ Фрикционни предавки с непосредствен контакт. Използват се за преобразуване на въртливо движение. Те могат да бъдат с паралелни /фиг.3.29в/ и пресичащи се оси /фиг.3.29а/ - най-често под  $90^\circ$ .

б/ Фрикционни предавки за преобразуване на въртливото движение в постъпателно иди обратно /фиг.3.29б/, а така също за постъпателно преместване на междинно тяло - лента 3, притисната между задвижващото колело 1 и притискателната ролка 2 /фиг.3.29в/.



фиг. 3.29

в/ Фрикционни вариатори, допускащи безстепенно изменение на ъгловата скорост, респективно на предавателното отношение. Така например при преместването на ройката 2 /фиг.3.29г/ в хоризонтално направление се изменя радиусът  $R_1$ , в резултат на което се изменя предавателното отношение.

г/ Фрикционни предавки с промеждутъчни гъвкави звена, най-често ремъци, при които механичната енергия се предава от водещата шайба 1 към водимата шайба 2 /фиг.3.29д/ за сметка на триенето, възникващо между ремъка 3 и двете шайби.

Фрикционните предавки в сравнение с другите видове предавки имат следните предимства: проста конструкция, безшумна работа, възможност за безстепенно регулиране на оборотите на задвижвания при постоянни обороти на задвижващия вал. Основен недостатък на фрикционните предавки е допусканата възможност за приплъзване между триещите повърхнини, което довежда до изменение на предавателното отношение. От една страна, тази възможност предпазва силовата машина от удари поради моментни натоварвания в работната машина, но от друга страна, тя прави предавката неприложима за машини и уреди, където се изисква строго спазване на определени обороти.

Фрикционните предавки намират приложение в различни отрасли на машиностроенето и уредостроенето. В последното те намират приложение в някои устройства за математични операции /интегратори, тахографи, индикатори и др./, в лентодвигателните механизми /магнетофони, телеграфни апарати и др./, в

повдигателните системи на редица автоматични устройства, пишещи машини, скални механизми за фина настройка и др.

## 3.4.2. Фрикционни предавки с непосредствен контакт

Фрикционните предавки с непосредствен контакт намират приложение за предаване на въртливо движение между валове с успоредни или пресичащи се оси.

За фрикционната цилиндрична предавка, показана на фиг.3.28, като се вземе предвид приплъзването, предавателното отношение се определя с израз

$$/3.104/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} \xi ,$$

където  $\xi$  е коефициент, отчитащ приплъзването /  $\xi = 1,01 \div 1,03$ / и зависещ от еластичността на материала, грапавостта на повърхнините, наличието на смазване, условията на експлоатация.

Обикновено за силови фрикционни предавки предавателното отношение се приема от 6 до 8, а за несилови то може да бъде по-голямо /до 12/.

Нормалната сила  $Q$  поражда сила на триене  $T = fQ$ , която за да няма приплъзване между триещите повърхнини на колелата, трябва да бъде най-малко равна или по-голяма от периферната сила, съответстваща на пренасяния въртящ момент

$$/3.105/ \quad T = fQ \geq P = \frac{M_2}{R_2} ,$$

където  $f$  е коефициентът на триене между работните повърхнини на колелата,  $M_2$  е полезният съпротивителен момент, а  $R_2$  е радиусът на водимото колело.

Необходимата нормална сила  $Q$  се определя с израз

$$/3.106/ \quad Q \geq \frac{M_2}{fR_2} .$$

Като се вземе предвид възможността за известно приплъзване на двете колела и загубите от триене, стойността на  $Q$  от /3.106/ се коригира с два коефициента  $k$  и  $\eta$ ,

$$/3.107/ \quad Q = \frac{kM_2}{\eta fR_2} ,$$

където  $k$  е коефициентът на запаса, който ориентировъчно може да се приеме от 1,2 до 3, а  $\eta$  е коефициентът на полезно действие, който се приема от 0,75 до 0,85.

Ако условието /3.107/ не е изпълнено, колелата ще се приплъзват и предаването на въртящия момент няма да се осъществи. Прекомерното увеличение на  $Q$  не е желателно, защото с нарастването на  $Q$  нараства и натоварването на колелата и опорите, което води до бързото им износване. За намаляване на силата  $Q$  при постоянна стойност на момента  $M_2$  се използват ролки с клиновидни работни повърхнини, благодарение на което фрикционното сцепление става значително по-голямо.

Основни материали за изработване елементите на фрикционните предавки са: стомана, бронз, гетинакс, текстолит, кожа, гума и др.

При избора на материала трябва да се обърща внимание не само на коефициента на триене, но и на износоустойчивостта и изискванията за малки остатъчни деформации, тъй като от тези фактори зависи сигурната работа на системата. За увеличение на силата на триене при малки натоварвания металните ролки се покриват с кожа или гума. Голямо приложение намира съвместната работа на ролки от метал и текстолит или гетинакс, при която коефициентът на триене е сравнително голям и предавката работи по-безшумно.

Якостното пресмятане на фрикционните предавки се извършва по допустимо контактно напрежение съгласно формулите на Херц-Беляев /16/.

### 3.4.3. Фрикционни вариатори

Голяма група от фрикционните предавки представляват фрикционните вариатори, които позволяват безстепенно изменение на предавателното отношение в определени граници. В механичните задвижвания вариаторите се използват за регулиране скоростта на работния орган по зададена функция, а в изчислителните устройства - като механичен изчислителен елемент.

Основният параметър на вариаторите е диапазонът на регулирането  $D$ , представляващ отношението на максималната и минималната ъглова скорост на водимото колело при постоянна ъглова скорост на водещото колело

$$/3.108/ \quad D = \frac{\omega_{2 \max}}{\omega_{2 \min}}.$$

В повечето случаи, ако в едното крайно положение има предавателно отношение  $i_{\min}$ , а в другото крайно положение то е  $i_{\max}$ , следствие на симетрията на конструкцията е в сила израз

$$i_{\min} = \frac{1}{i_{\max}}.$$

Като се вземат предвид отношенията

$$i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2 \max}} \quad \text{и} \quad i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2 \min}},$$

диапазонът на регулирането може да се пресметне с израз

$$/3.109/ \quad D = \frac{\omega_1 / i_{\min}}{\omega_1 / i_{\max}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}.$$

За симетрични вариатори

$$/3.110/ \quad D = \frac{i_{\max}}{1/i_{\max}} = i_{\max}^2,$$

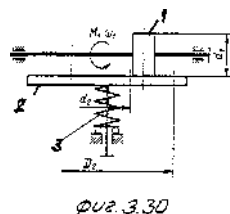
откъдето получаваме

$$/3.111/ \quad i_{\max} = \sqrt{D}.$$

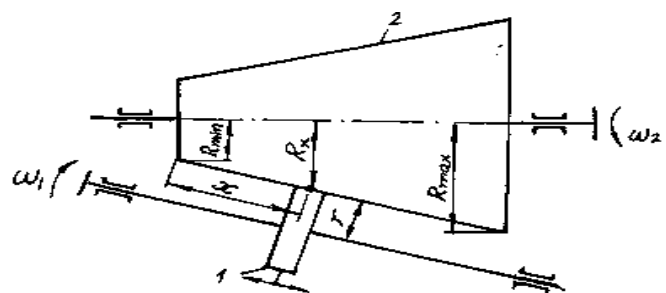
От кинематична гледна точка фрикционните вариатори се разделят на прости - с непосредствен контакт, и сдвоени - с междинно тяло.

По формата на междинното тяло те са: дискови или челни, конусни, сферични и тороидни.

На фиг.3.30 е показан прост челен вариатор, при който ролката 1 може да се придвижва в хоризонтално положение, вследствие на което се изменя ъгловата скорост на водимото колело 2. Пружината 3 осигурява надежден контакт в мястото на допирането на 1 и 2. При преминаването на ролката 1 от



фиг. 3.30



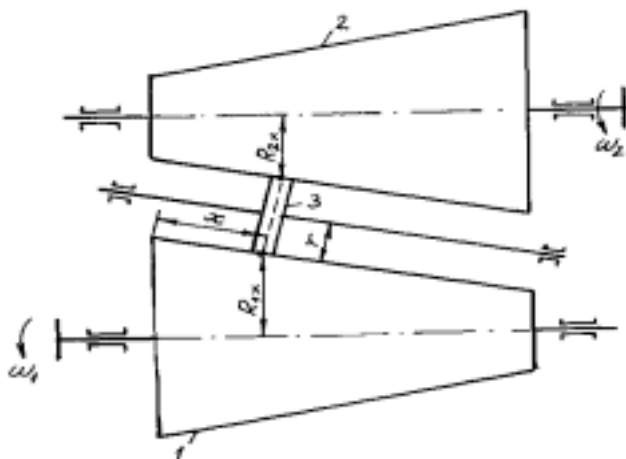
фиг. 3.31

другата страна на вертикалната ос на колелото 2 се сменя посоката на

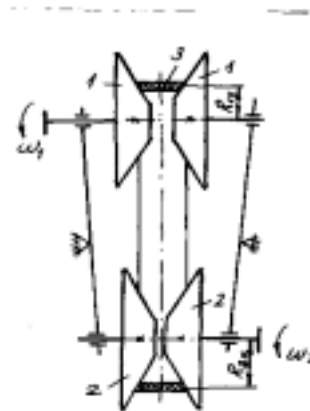
въртене, т.е. настъпва т.нар. реверсиране. Поради простото си устройство и възможността за реверсиране на движението простите челни вариатори са широко разпространени.

Простият конусен вариатор /фиг.3.31/ се състои от ролка 1, свързана чрез шлицово съединение със задвижващия вал, и конусна шайба 2, закрепена неподвижно върху задвижвания вал. При осевото преместване на ролката 1, въртяща се с постоянна ъглова скорост  $\omega_1$ , се изменя ъгловата скорост на задвижваната шайба 2 в границите от  $\omega_{2\max}$  /в крайно ляво положение на ролката/ до  $\omega_{2\min}$  /в крайно дясно положение на ролката/.

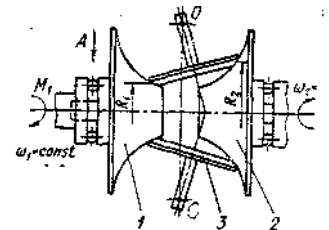
Към групата сдвоени вариатори с междинно тяло спадат вариаторите, при които изменението на оборотите става с едновременно изменение на работните радиуси на задвижващото и задвижваното колело с помощта на междинен елемент. На фиг.3.32 е показана схема на сдвоен конусен вариатор с междинна ролка 3 и две



фиг. 3.32



фиг. 3.33



фиг. 3.34

конусни шайби 1 и 2, при което изменението на ъгловата скорост на шайбата 2 става чрез осевото придвижване на ролката 3.

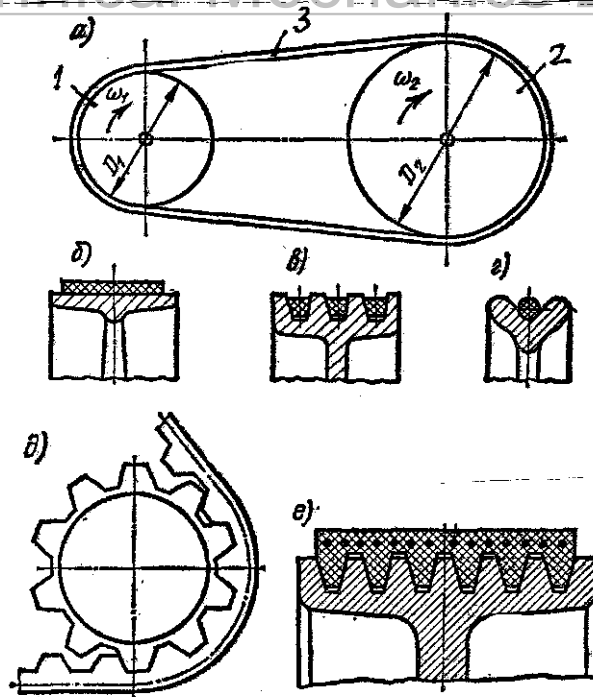
На фиг.3.33 е показана конструкция на конусен вариатор. Изменението на оборотите става чрез едновременното приближаване или отдалечаване на конусните шайби 1-1 и 2-2 по направление на техните оси, при което свързващата ги лента 3 променя работните им радиуси.

Като най-подходящ от фрикционните вариатори по отношение на регулирането на оборотите и компактен по размери се е оказал тороидният вариатор, принципната схема на който е показана на фиг.3.34. Регулирането на предавателното отношение при него се постига с изменение наклона на ролките 3, което се постига чрез завъртането им около оси, минаващи през точките  $O$ , перпендикулярни на равнината на чертежа.

#### 3.4.4. Фрикционни предавки с гъвкави звена /ремъчни предавки/

Фрикционните предавки с гъвкави звена, най-често наричани ремъчни предавки, се употребяват за предаване на въртливо движение между валове, отстоящи на значителни разстояния един от друг.

Ремъчната предавка /фиг.3.35а/ се състои от две шайби 1 и 2, закрепени неподвижно на задвижващия и задвижвания вал, обхванати от гъвкава връзка 3 – безкраен ремък, поставен с предварително опъване върху шайбите. Предаването на въртливото движение се осъществява за сметка на триенето между шайбите и ремъка.



фиг. 3.35

В зависимост от формата на напречното сечение на ремъка ремъчните предавки са: с плосък ремък /фиг.3.35б/, с клиновиден /трапецовиден/ ремък /фиг.3.35б/, с объл ремък /фиг.3.35г/. Съществуват конструкции /фиг.3.35г/, при които ремъкът е плосък, но по вътрешната му страна са нарязани зъби с трапецовидна форма, а ремъчните шайби са в действителност зъбни колела с профил на зъбите, съответстващ на профилите на зъбите на ремъка. Тази предавка, наречена зъбчато – ремъчна, осигурява постоянно предавателно отношение, работи по-безшумно, не се нуждае от предварително опъване и може да работи в маслена вана.

В последно време намират приложение т.нар. монолитни поликлинови ремъци /фиг.3.35е/, които осигуряват по-постоянно предавателно отношение, отколкото предавките с моноклинови ремъци, допускат по-големи предавателни отношения и по-високи скорости.

Плоските и клиновидните ремъци се използват в уредостроенето, така и в общото машиностроене, а облите ремъци – предимно в уредостроенето. Ремъците се изработват от кожа, вълна, памук, гумена тъкан, синтетични материали и др.

Поради това, че ремъците са гъвкави, някои от ремъчните предавки допускат почти произволно разположение на геометричните оси на валовете.

Предавателното отношение при ремъчните предавки, когато периферните скорости са равни на линейната скорост на ремъка, се пресмята с израз

$$/3.112/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Еластичното приплъзване на ремъка се характеризира с коефициента  $\varepsilon$ , определен с израз

$$/3.113/ \quad \varepsilon = \frac{V_2 - V_1}{V_1}$$

който има стойност от 0,01 до 0,03.

Следователно действителното предавателно отношение при ремъчните шайби има вида



/3.114/

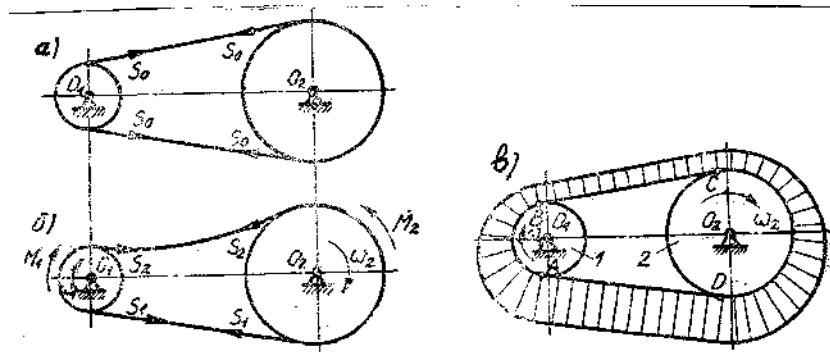
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \frac{1}{1-\varepsilon}.$$

За създаване на необходимото триене между ремъка и ремъчните шайби /фиг.3.36а/ ремъкът се опъва с предварителна сила

/3.115/

$$S_0 = \sigma_0 F,$$

където  $\sigma_0$  е предварителното напрежение на опън, а  $F$  е напречното сечение на ремъка.



фиг. 3.36

Ако предавката не е натоварена при работа на празен ход, опъването на двата ремъка е едно и също, равно на  $S_0$ .

При натоварване на предавката /фиг.3.36б/ с полезен съпротивителен момент  $M_2$ , се получава преразпределение на усилията, както следва:

- във водещата част на ремък, движеща се към задвижващата шайба, опъновото усилие се увеличава с  $\Delta S_1$ , т.е.  $S_1 = S_0 + \Delta S_1$ ,

- във втората част на ремъка, движещата се към задвижваната шайба, опъновото усилие се намалява с  $\Delta S_2$ , т.е.  $S_2 = S_0 - \Delta S_2$ .

Поради това, че дължината на ремъка през време на работа остава постоянна, т.е. удължението е равно на скъсяването, следва и равенството  $\Delta S_1 = \Delta S_2 = \Delta S$ .

От моментното условие за равновесие спрямо т.О<sub>1</sub> на действащите сили

/3.116/

$$S_1 R_1 - S_2 R_1 - P R_1 = 0,$$

получаване връзката между усилията  $S_1$  и  $S_2$  и периферната сила  $P$ , приложена върху задвижващата шайба

/3.117/

$$S_1 - S_2 = P.$$

От събирането на /3.116/ и /3.117/  $S_1$  и  $S_2$  за получаване

/3.118/

$$S_1 + S_2 = 2S_0.$$

Зависимостта между  $S_1$  и  $S_2$  се определя от формулата на Ойлер /9/

/3.119/

$$S_1 = S_2 e^{f\alpha_1},$$

където  $f$  е коефициентът на триене между ремъка и шайбите, а  $\alpha_1$  е ъгълът на обхвата на ремъка около малката ремъчна шайба.

След заместване на /3.119/ в /3.117/ и /3.118/ се получават следните изрази

/3.120/

$$S_1 = P \frac{e^{f\alpha_1}}{e^{f\alpha_1} - 1},$$

/3.121/

$$S_2 = P \frac{1}{e^{f\alpha_1} - 1},$$

/3.122/

$$S_0 = \frac{P}{2} \left( \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} \right).$$

За практически пресмятания се препоръчва да се приема  $S_0 = 1,5P$ , при което силите в клоновете на ремъка са съответно  $S_1 = 2P$  и  $S_2 = P$ .

На фиг.3.36в е показана диаграмата с отчитане на действащите опънови сили в ремъка. По-точна диаграма с отчитане на всички сили може да се намери в /22/.

Якостното пресмятане на силовите ремъчни предавки се извършва с помоща на израза

/3.123/

$$\frac{P}{F} = (\sigma_n)_0 C_0 C_1 C_2 C_3 \leq [\sigma_n],$$

където  $P = \frac{2M_2}{D_2}$  е периферната сила,

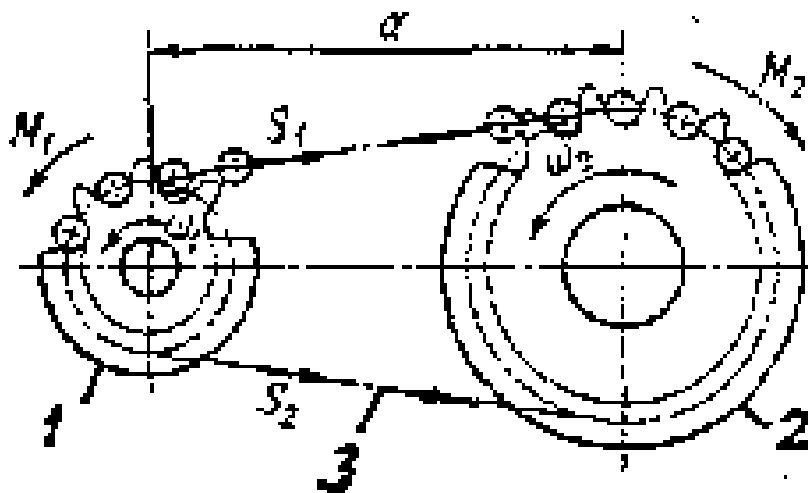
$F$  е напречното сечение на ремъка,  $(\sigma_n)_0$  е опитното полезно напрежение на ремъка,  $C_0$  е коефициентът, зависещ от вида и разположението на предавката,  $C_1$  е геометричният коефициент, отчитащ влиянието на ъгъла на обхващане на ремъка около малката ремъчна шайба,  $C_2$  е скоростният коефициент отчитащ влиянието на центробежните сили върху сцеплението между ремъка и ремъчните шайби,  $C_3$  е коефициентът на режима, отчитащ предназначението, вида на електродвигателя и режима на работа,  $[\sigma_n]$  е допустимото полезно напрежение.

От /3.123/ се определя лицето на напречното сечение на ремъка, което се закръглява до стандартна стойност.

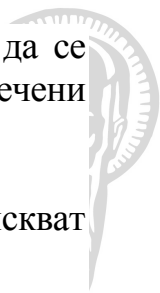
За ремъчните предавки, употребявани в уредостроенето, поради малките натоварвания, якостна проверка на ремъка не се прави. В тези случаи се определя само предварителното опъване  $S_0$  осигуряващо работата на предавката без приплъзване.

### 3.5. ВЕРИЖНИ ПРЕДАВКИ

Верижните предавки /фиг.3.37/ в най—простия случай се състоят от две верижни колела 1 и 2, монтирани на два успоредни вала, съединени посредством гъвкав елемент 3, наречен верига. Веригата се състои от шарнирно съединени звена, които осигуряват нейната гъвкавост.



Фиг. 3.37

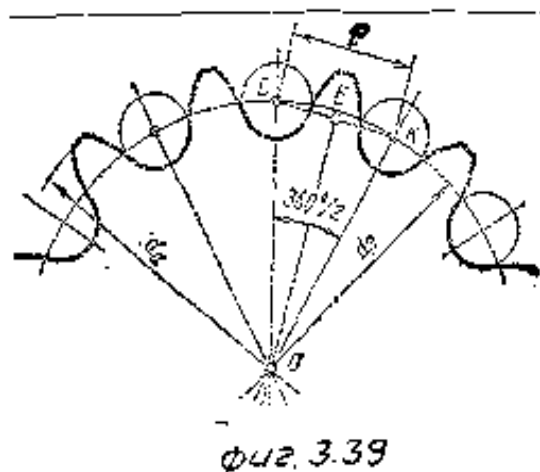
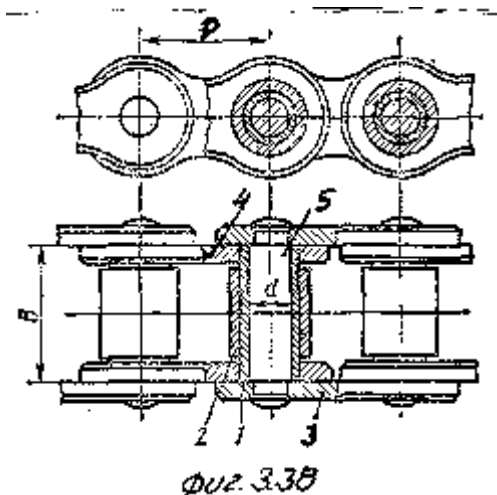


Верижните предавки се използват в случаите, при които е необходимо да се предава въртливо движение без приплъзване между валове, значително отдалечени един от друг. В сравнение с ремъчните предавки верижните предавки могат:

- да предават по-голямо натоварване,
- да предизвикват по-малки натоварвания на вала и лагерите, тъй като не изискват предварително опъване,
- да допускат по-малки междуосови разстояния и по-големи предавателни отношения,
- да предават движение на няколко успоредни вала.

Недостатъците на верижните предавки са свързани с недостатъците на конструкцията на веригата, тъй като тя се състои от отделни звена и се свързва с верижните колела не по окръжност, а в многоъгълник. Във връзка с това скоростта на веригата при равномерно въртене на верижното колело не е постоянна. Верижните предавки работят с шум при лошо смазване.

По конструкция и предназначение веригите са различни. Най-употребявана е втулко-ролковата верига, показана на фиг.3.38. Звената на веригата се състоят от две външни пластини 3, свързани чрез пресова сглобка с валичето 5 и от две вътрешни пластини 4, запресовани към втулката 1, така че последната да може да се върти около валичето 5. За да се намали износването на зъбите на верижните колела, на втулката 1 се поставя ролка 2. По такъв начин ролките се търкалят по зъбите на верижните колела и осигуряват през време на работа триене при търкаляне. Основни размери на веригата са стъпката  $p$  и широчината  $B$ .



Предавателното отношение на верижните предавки се пресмята с израза

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.124/)$$

където  $z_1$  и  $z_2$  са броят на зъбите на верижните колела. Препоръчва се  $i \leq 7$ , а при по-малки скорости и постоянно безударно натоварване се допуска  $i = 10$ . Най-малкият допустим брой на зъбите на верижното колело при втулко-ролковите вериги е  $z_{\min} = 9$ .

Формата и размерите на верижните колела /фиг.3.39/ се определят от размерите и конструкцията на избраната верига. Основният им размер е делителният диаметър  $d_d$



на окръжността, по която се разполагат центровете на валячетата, когато веригата е зацепена с колелото.

При стъпка на веригата  $p$  и брой на зъбите  $z$  на верижното колело от  $\triangle CEO$  /фиг.3.39/ може да се напише

$$\text{/3.125/} \quad \frac{p}{2} = \frac{d_o}{2} \sin \frac{360^\circ}{2z}.$$

Външният диаметър на верижното колело се пресмята с изрази

$$\text{/3.126/} \quad d_a = p \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} + 0,5 \right),$$

Профилът на зъбите на верижните колела се изработва така, че да позволява валячетата на втулко-ролковата верига свободно да влизат в междузъбието на колелото и да се спират в основата му.

Основен критерий за работоспособността на веригата е износоустойчивостта на шарнирите и. Носещата и способност се определя от големината на допустимите контактни напрежения /17/.



## ГЛАВА 4

### МЕХАНИЗМИ

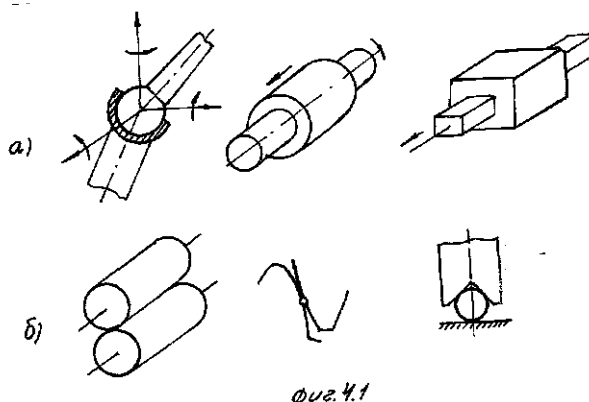
В тази глава се разглеждат накратко въпроси от теорията на механизмите, свързани с кинематичното им изследване. Въпросите от динамиката на механизмите не се разглеждат по програмни съображения. При кинематичното изследване на механизмите се използват някои изводи и закони от теоретична механика, свързани с кинематиката на материална точка и тяло. Направено е кинематично изследване и са дадени конструктивни схеми на най – често употребяваните механизми в уредостроенето и общото машиностроене.

#### 4.1. ОСНОВНИ СВЕДЕНИЯ ЗА МЕХАНИЗМИТЕ

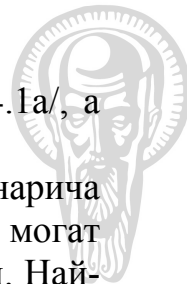
##### 4.1.1. Основни сведения и структура на механизмите

Механизмът представлява система от подвижно свързани звена с определени движения, която служи за предаване или преобразуване на движения. В съвременните уреди и автоматични устройства механизмите представляват тяхна главна съставна част.

Телата, образувачи механизма, се наричат звена. Звеното е част или няколко части, свързани неподвижно помежду си. Неподвижното звено на механизма /корпус, основа/ се нарича стойка. Звеното, на което се предава движението за преобразуване, се нарича водещо /входно/, а останалите подвижни звена се наричат водими. Прието е крайното звено на механизма да се нарича изходящо.

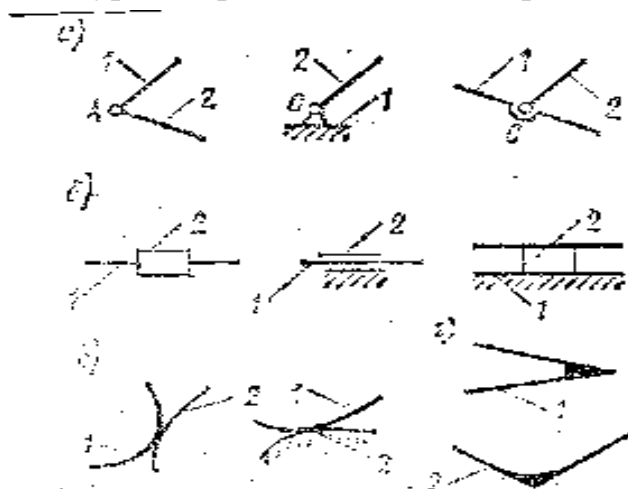


Съединението на две звена, намиращи се в непрекъснат контакт, допускащо тяхното относително движение, се нарича кинематична двойка. Допирането на звената може да става в точки, линии или повърхнини, чрез които се създава определена връзка между тях, наречена кинематична връзка. Ако допирането на



звената става по повърхнина, кинематичната двойка се нарича нисша /фиг.4.1а/, а ако то става по линия или в точка – висша /фиг.4.1б/.

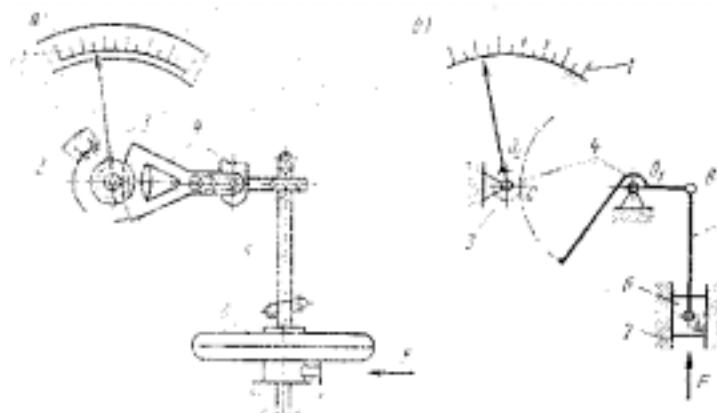
Съвкупността от няколко звена, свързани с кинематични връзки, се нарича кинематична верига. Кинематичните вериги, както и кинематичните двойки, могат да бъдат: прости и сложни, отворени и затворени, равнинни и пространствени. Най-широко разпространение в уредостроенето имат затворените кинематични вериги.



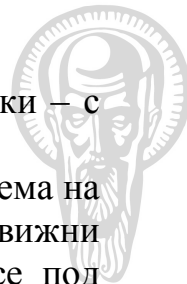
Фиг. 4.2

При изследването на механизма е необходимо да се състави т.нар. структурна схема, в която се изобразяват всички съставни елементи с условни графични означения, въведени от Единната система за конструкторска документация /ЕСКД/. Структурната схема ни дава представа за функционалната особеност на механизма и видовете движения на съставните му елементи. На фиг.4.2 са показани най-често употребяемите графични означения при съставяне структурната схема на механизмите:

- а – шарнирно съединение на две звена /1-2/,
- б – направляващо звено 1 и плъзгач 2,
- в – допиране на две криволинейни повърхнини,
- г – здраво съединение на две звена.



фиг. 4.3



Прието е звената да се означават с арабски цифри, кинематичните двойки – с малки латински букви, а неподвижните звена се отбелязват с шриховка.

На фиг.4.3 е показана конструктивна /фиг.4.3а/ и структурна /фиг.4.3б/ схема на механизъм със скала. От схемата нагледно се вижда, че звената 3 – 6 са подвижни спрямо 7. Чувствителният елемент на механизма – мембрана, намираща се под налягане, е изобразена като плъзгач 6, който се премества в неподвижната направляваща. Стойността на измерваната величина се отчита по скалата 1 с помощта на стрелка, здраво съединена със зъбното колело 3.

## 4.1.2 Степен на свобода

От теоретичната механика е известно, че всяко свободно тяло /звено/ в пространството притежава 6 степени на свобода: 3 транслационни / по осите  $x$ ,  $y$ ,  $z$ / и 3 ротационни /около осите  $x$ ,  $y$ ,  $z$ /.

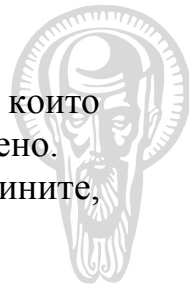
Ако свободното звено се свърже с неподвижно звено така, че да се образува кинематична връзка, тя налага ограничения на движението на звеното. При нула ограничения няма да се допират, а при 6 ограничения двете звена са свързани неподвижно помежду си.

В зависимост от броя на ограничените движения според акад. И. Артоболевски /15/ връзките се разпределят в пет класа, като класът на връзката отговаря на броя на ограниченията. Така например връзка от I клас има едно ограничение, връзка от II клас има две ограничения и т.н. На фиг.4.4 в табличен вид е дадена класификацията, допустимите движения, условните означения и степените на свобода на кинематичните връзки от I до V клас.

Клас на връзките	Разновидност на двойките			Брой на ограничаване	Степен на свобода
	I	II	III		
I		—	—	1	5
II			—	2	4
III			—	3	3
IV			—	4	2
V				5	1

фиг. 4.4



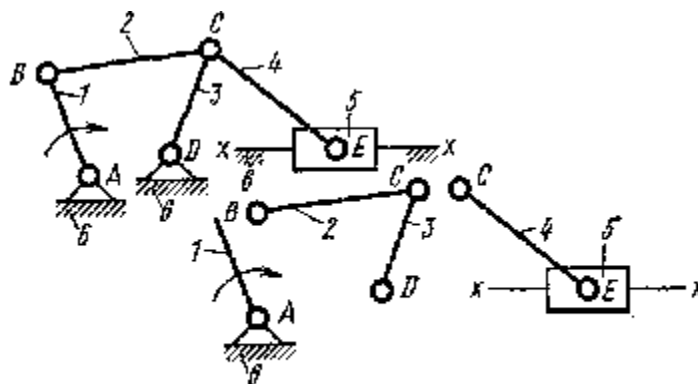


Под степен на свобода се разбира броят на независимите параметри, които определят положението на всички звена в механизма спрямо неподвижното звено.

За равнинни механизми, които се срещат най-често в уредите и машините, степента на свобода се определя с израза

$$/4.1/ \quad S = 3n - 2p_5 - p_4,$$

където  $n$  е броят на подвижните звена, а  $p_5$  и  $p_4$  са броят на връзките от V и IV клас.



Фиг. 4.5

На фиг.4.5 е показана структурната схема на шестзвенеен механизъм. Петте подвижни звена  $/n=5/$  и стойката 6 на механизма образуват седем кинематични двойки от V клас, шест от които въртящи се и една постъпателна. Въртящите двойки се образуват звената 6 и 1, 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4, 3 и 6, 4 и 5, а постъпателната – от плъзгача 5 и направляващата стойка 6. Посоката на въртене на водещото звено 1 е показана със стрелка.

Степента на свобода на механизма се определя от /4.1/

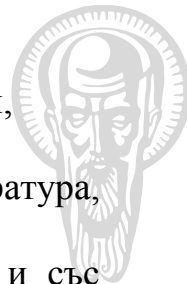
$$S = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

т.е. механизмът има една степен на свобода. Това означава, че положението на всички звена е напълно определено от един параметър. Той може да бъде например ъгълът, на който е завъртяно задвижващото звено, или друг параметър, определящ положението на което и да е звено от механизма.

### 4.1.3. Класификация на механизмите

Подробна принципна и структурна класификация на механизмите е дадена от акад. И. Артоболовски /15/. Тук ще разгледаме т.нар. практическа класификация, която взема предвид основните кинематични характеристики и конструктивни особености на механизмите, а в някои случаи и тяхното функционално предназначение.

В зависимост от различните класификационни признаци механизмите са:



- според характера на движението: равнинни /плоски/ и пространствени,
- според вида на кинематичните двойки: с нисши и с висши двойки,
- според предназначението: механизми за контрол на налягане, температура, ниво и др.,
- според принципа на предаване на усилието: механизми с триене и със зацепване,
- според конструктивни принципи: шарнирно-лостови, гърбични, фрикционни, зъбни, червячни и др.

## 4.2. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА МЕХАНИЗМИТЕ

### 4.2.1. Основни задачи на кинематичния анализ

Кинематичния анализ на механизмите обхваща тяхното геометрично и кинематично изследване независимо от действащите сили. При този анализ се решават следните три основни задачи:

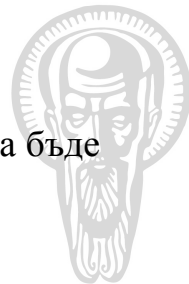
1. Определят се положенията на звената и се построява траекторията на отделни точки.
2. Определят се линейните скорости на точките и ъгловите скорости на звената.
3. Определят се ускоренията на точките и ъгловите ускорения на звената.

Обикновено кинематичният анализ се провежда при зададени схеми на механизма, размери на звената и закон за движение на задвижващото /водещото/ звено. Определянето на кинематичните характеристики се извършва в границите на един период /цикъл/ от установеното движение на механизма при положение, че задвижващото звено се върти с постоянна ъглова скорост.

При кинематичното изследване се използват графични, графоаналитични и аналитични методи. Изборът на метода зависи от необходимата степен на точност и предназначение на механизма. В практиката широко приложение намират графичните и графоаналитични методи, които са много нагледни, бързи и дават задоволителна точност. Аналитичния метод се прилага само при елементарните механизми на уредите за математични операции и при контролно измервателните уреди.

### 4.2.2. Геометрично изследване на механизмите

Под геометрично изследване на механизмите ще разбираме определяне положенията на звената в зависимост от закона за движение на задвижващото звено и построяване траекторията на произволна точка от механизма. Обикновено се определя функцията на положението на механизма, даваща връзката между координатата  $\psi$  на водимото звено с обобщената координата  $q$  на механизма /координатата на водещото звено/ и размерите на звената  $r_i$ , наречени геометрични параметри на механизма



$$/4.2/ \quad \psi = \psi(q, p_i).$$

Тъй като  $\psi$  и  $q$  могат да бъдат ъгли или линейни величини, /4.2/ може да бъде представено в един от следните четири вида

$$/4.3/ \quad \psi = \psi(\varphi, p_i),$$

$$/4.4/ \quad \psi = \psi(s, p_i),$$

$$/4.5/ \quad S = S(\varphi, p_i),$$

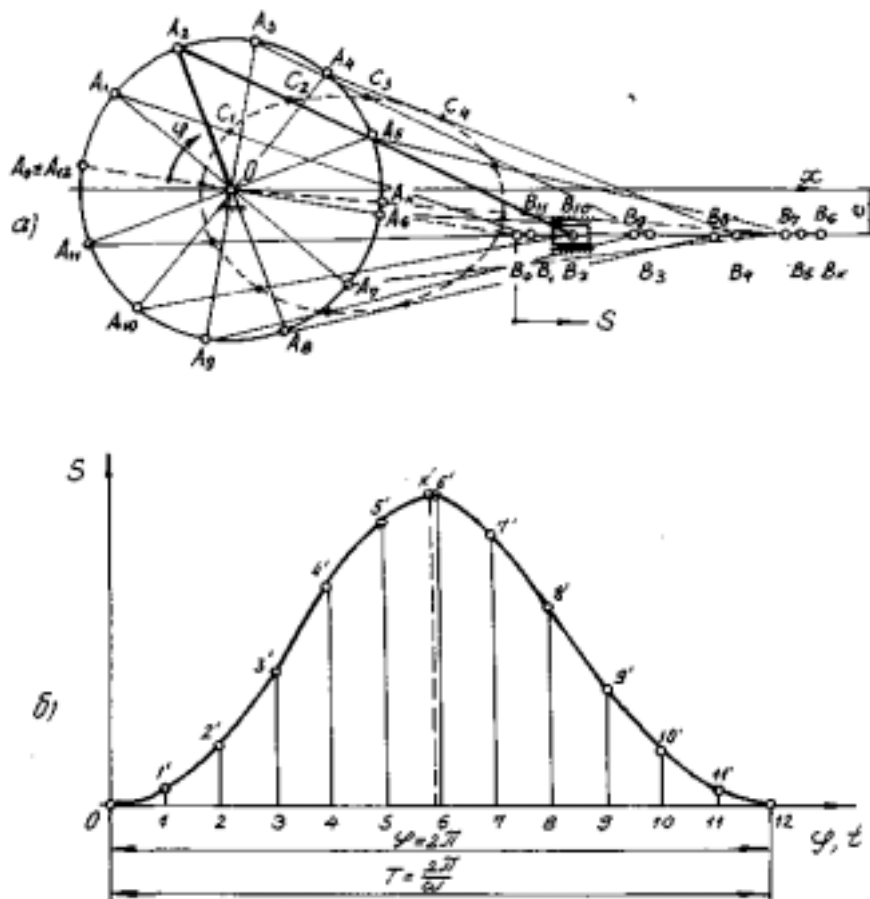
$$/4.6/ \quad S = S(s, p_i),$$

където  $\psi$  и  $S$  представляват ъгловата и линейната координата на водимото звено, въртящо се или движещо,  $\varphi$  и  $s$  са ъгловата и линейната координата на водещото звено, въртящо се или движещо се постъпателно.

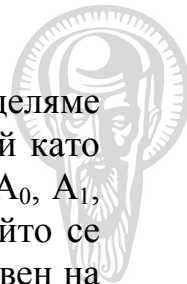
При всяко геометрично изследване е задължително разглеждания механизъм да бъде начертан в подходящ мащаб. Под мащабен модул за дължина се разбира отношението на действителната дължина и дължината на отсечката, изобразяваща тази дължина на чертежа в милиметри,

$$\mu_L = \frac{L_{\text{действ.}}}{L}, \text{ m/mm.}$$

Като пример за геометрично изследване разглеждаме неаксиалния коляно – мотовилков механизъм с ексцентрицитет  $e$ , показан на фиг.4.6а в мащаб на дължините  $\mu_L$ . За начално положение на задвижващото звено. В случая избираме крайното ляво положение на точката В, определено по геометричен път.



фиг. 4.6



За начертаване на междинните положения на механизма разделяме окръжността с радиус  $OA$  на равен брой части  $/6, 8, 12/$  - в случая на  $12$ , тъй като задвижващото звено се върти равномерно, и означаваме точките съответно с  $A_0, A_1, \dots, A_{12}$ . Положенията на звеното  $AB$  се определят с метода на засечките, който се състои в следното: от точките  $A_0, A_1, \dots, A_{12}$  и  $A_k$  се описват дъги с радиус, равен на дължината на звеното  $AB$  до пресичането им с траекторията на точка  $B$ , в случая до пресичането на успоредната права на оста  $Ox$ , отстояща на разстояние  $e$ . Пресечните точки  $B_0, B_1, \dots, B_{12}$  и  $B_k$  съединяваме със съответните точки от окръжността с център  $O$  и радиус  $OA$ . По такъв начин получаваме междинните положения на механизма, начертани с тънки линии, при едно пълно завъртане на задвижващото звено  $OA$ .

Графичната зависимост между ъгъла на завъртане на коляното  $\varphi = \omega t$  и линейното преместване на плъзгача  $S$ ,  $S = S(\varphi_i, p_i)$ , представляваща функцията на положението на механизма, е показана на фиг.4.6б. Времето за един цикъл на механизма в секунди се определя с израза

$$/4.7/ \quad T = \frac{2\pi}{\omega},$$

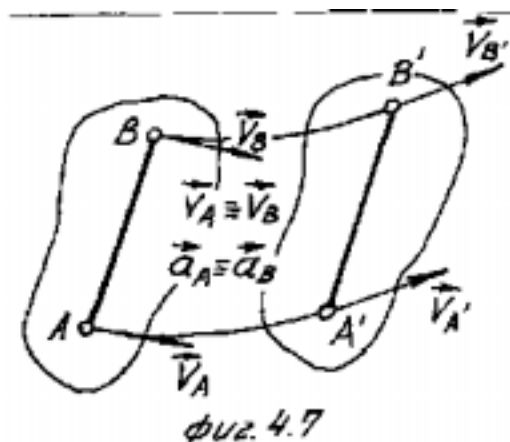
където  $\omega$  е ъгловата скорост на задвижващото звено.

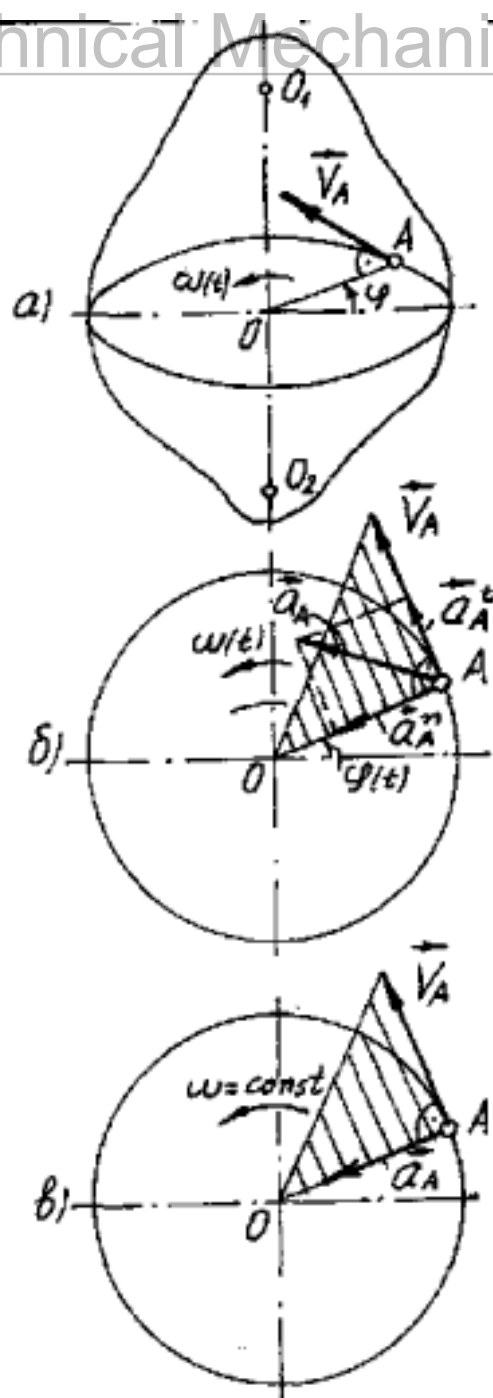
За построяване на траекторията на определена точка  $C$  от звеното  $AB$  прилагаме разгледания по-горе метод на засечките. От точките  $A_0, A_1, \dots, A_{12}$  с радиус, равен на отсечката  $AC$ , описваме дъги до пресичането им със съответните междинни положения на звеното  $AB$ , при което се получават точките  $C_0, C_1, \dots, C_{12}$ . Последователното съединяване на получените точки с плавна крива дава траекторията на точката  $C$ .

### 4.2.3. Определяне скоростите и ускоренията при транслационно, ротационно и равнинно движение

Тук съвсем накратко ще разгледаме методите за определяне скоростите и ускоренията на точки от тяло, движещо се транслационно, ротационно и равнинно.

а/ Транслационно движение /фиг.4.7/. Всички точки от тялото имат еднакви скорости и ускорения, а траекториите им са еквилифантни криви. През време на транслационното движение всяка права от тялото остава успоредна сама на себе си, т.е  $AB$  успоредно и равно на  $A'B'$ . Следователно и всяка точка от тялото има постоянна скорост и ускорение  $V_A = V_{A'}$  и  $a_A = a_{A'}$ .





фиг. 4.8

## б/ Ротационно

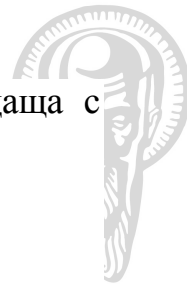
## движение

/фиг.4.8/. Тялото се върти около неподвижна ос  $O_1O_2$ , наречена ос на ротация и всички точки от него описват окръжности, лежащи в равнини, перпендикулярни на оста на ротация. При ъглова скорост  $\omega(t)$  големината на линейната скорост на произволна точка от тялото  $A$ , наречена още периферна скорост, се пресмята с изрази

$$/4.8/ \quad V_A = \omega(t) \overline{OA},$$

където  $\overline{OA}$  е радиусът на описваната от точка  $A$  окръжност.

Като всяка векторна величина скоростта на точка  $A$  /фиг.4.8б/ има четири елемента: приложна точка



А, направление - перпендикулярно на радиуса  $\overline{OA}$ , посока - съвпадаща с посоката на въртене на тялото, и големина, определена с /4.8/.

Ускорението на точка А /фиг.4.8б/ е векторен сбор от две ускорения

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^t,$$

където

$$|\vec{a}_A^n| = \frac{V_A^2}{OA} = \omega^2(t) \cdot OA$$

е нормалното ускорение на точката А с посока винаги от към центъра на ротация О, а

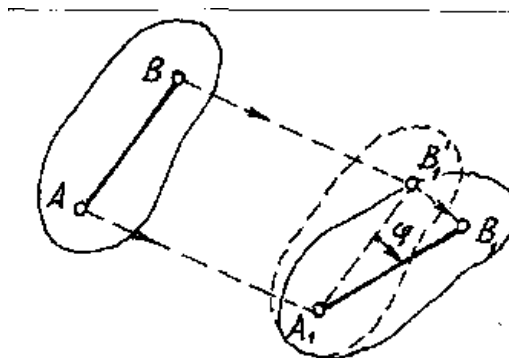
$$|\vec{a}_A^t| = \varepsilon(t) \overline{OA},$$

е тангенциалното ускорение на точката А с направление, перпендикулярно на  $\overline{OA}$  и посока в зависимост от знака на ъгловото ускорение  $\varepsilon(t)$  /при  $\varepsilon > 0$  посоката на тангенциалното ускорение съвпада с посоката на скоростта  $\vec{V}_A$ , а при  $\varepsilon < 0$  – обратна на посоката на скоростта  $\vec{V}_A$ /.

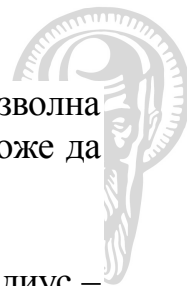
При  $\omega = \text{const} / \varepsilon = 0$  / имаме т.нар. равномерно ротационно движение /фиг.4.8в/. Скоростта на произволна точка А се определя както в случая на променлива ъглова скорост, а ускорението е само нормално, насочено към центъра О.

На /фиг.4.8б, в/ са показани и диаграмите за разпределение на линейните скорости на точки разположени върху радиуса  $\overline{OA}$ .

в/ Равнинно движение. Както е известно от теоретичната механика, равнинното движение на дадено звено може да се представи като съвкупност от преносно /транслационно/ движение и относително /ротационно/ движение. Така например преместването на отсечката АВ /фиг.4.9/, заела положение  $A_1B_1$  след известно време  $\Delta t$ , може да се представи като сбор от преместване т.е. транслационно движение /положение  $A_1B_1'$ / и ротационно движение, при което точката  $B_1'$  се завърта около точката  $A_1$  на ъгъл  $\varphi$  до сливането и с точка  $B_1$ .



фиг.4.9

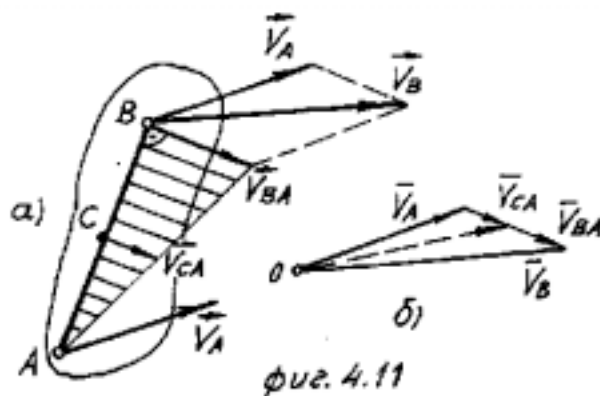
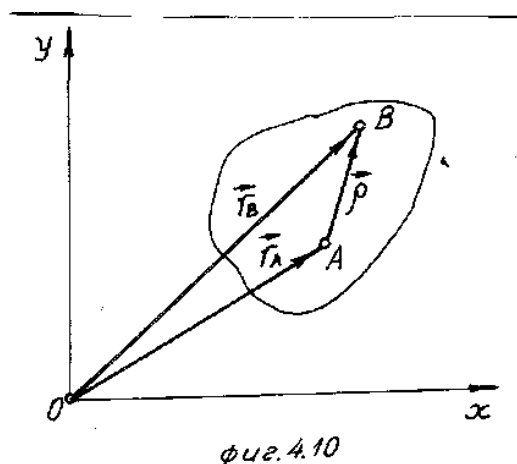


При известен закон за движение на точка А законът за движение на произволна точка В от тялото, извършващо равнинно движение /фиг.4.10/ в равнина xOy, може да се представи във векторна форма

$$/4.12/ \quad \vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{\rho},$$

където  $\vec{r}_B$  е радиус – векторът на т.В,  $\vec{r}_A$  е радиус – векторът на т.А, а  $\vec{\rho}$  е радиус – векторът на т.В спрямо т.А.

Скоростта на точка от тяло, извършващо равнинно движение, може да се определи по няколко метода: векторен, чрез моментен център на скоростта /МЦС/ и чрез използване на теоремата за проектираните скорости.



## Определяне на скоростите и ускоренията по векторния метод.

След диференциране на /4.12/ по времето се получава израз за скоростта на произволна точка В от звено, участващо в равнинно движение, при известна скорост на дадената точка А от звеното /фиг.4.11а/

$$/4.13/ \quad \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}.$$

Тук  $\vec{v}_{BA}$  е скоростта на точката В спрямо точката А /скорост на т.В при ротационното движение около т.А/.

Скоростта  $\vec{v}_{BA}$  е винаги перпендикулярна на правата АВ, съединяваща двете точки, и има големина

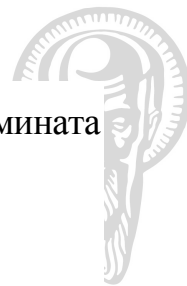
$$v_{BA} = \omega_{BA} \overline{AB}$$

като посоката на  $\vec{v}_{BA}$  се определя в съответствие с посоката на ротация около т.А.

Обикновено векторният скоростен триъгълник се чертае извън плана на положението и се нарича план на скоростите /фиг.4.11б/. За скоростта на произволна точка С от звеното АВ може да се напише аналогично на /4.13/ векторно уравнение

$$/4.14/ \quad \vec{v}_C = \vec{v}_A + \vec{v}_{CA}.$$





Като се вземе предвид, че ъгловата скорост на звеното АВ е  $\omega_{BA} = \frac{V_{BA}}{AB}$ , големината на скоростта  $\vec{V}_{CA}$  се определя с изрази

$$/4.15/ \quad V_{CA} = \omega_{BA} \overline{AC} = \frac{V_{BA}}{AB} \overline{AC} \quad ,$$

а направлението и е перпендикулярно на АС. Скоростният триъгълник е показан на фиг.4.11б.

Чрез диференциране на /4.13/ по времето се получава израз за определяне ускорението на произволна точка В от дадено звено /фиг.4.12а/ при известно ускорение на дадена точка А,

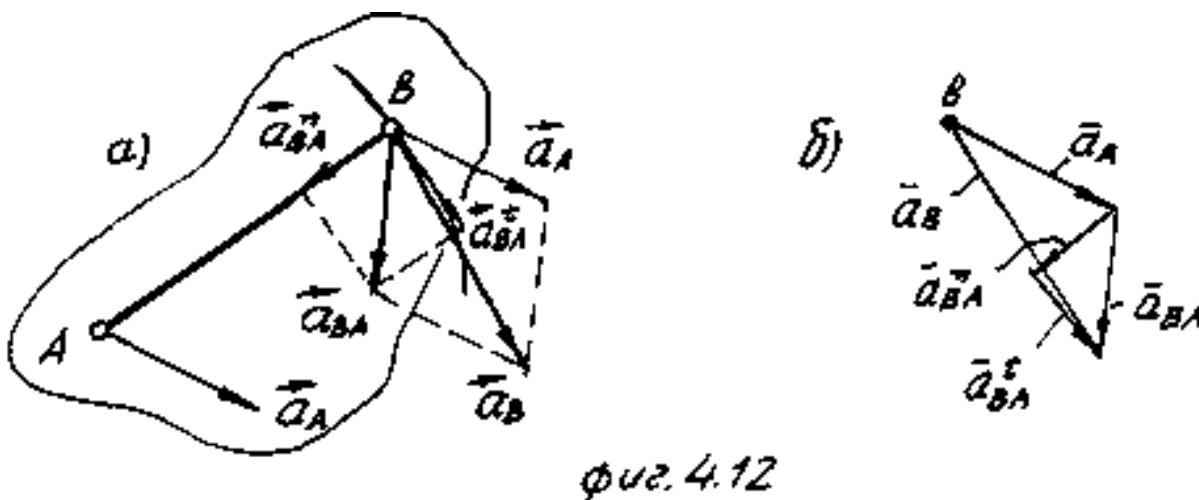
$$/4.16/ \quad \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} \quad .$$

В /4.16/  $\vec{a}_{BA}$  е ускорението на точка В спрямо точка А при движението на т.В по окръжност около т.А. В общия случай то е векторен сбор на две ускорения

$$/4.17/ \quad \vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \quad ,$$

където  $\vec{a}_{BA}^n$  е нормалното ускорение с големина  $a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{AB} = \omega_{BA}^2 \overline{AB}$  и посока от т.В към т.А, а

$\vec{a}_{BA}^t$  е тангенциалното ускорение с големина  $a_{BA}^t = \varepsilon_{BA} \overline{AB}$  и направление, съвпадащо с тангентата към окръжността описана с радиус  $\overline{AB}$ .



фиг. 4.12

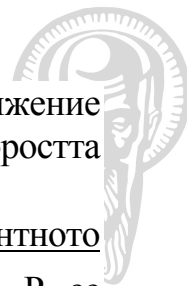
Следователно общото ускорение на точка В се определя от векторното равенство

$$/4.18/ \quad \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \quad .$$

Планът на ускоренията е показан на фиг.4.12б.

## Определяне на скоростите чрез моментния център на скоростта

Във всеки момент при равнинно движение на дадено тяло съществува точка Р, скоростта на която е нула. Тази точка се нарича моментен център на скоростта. Поради

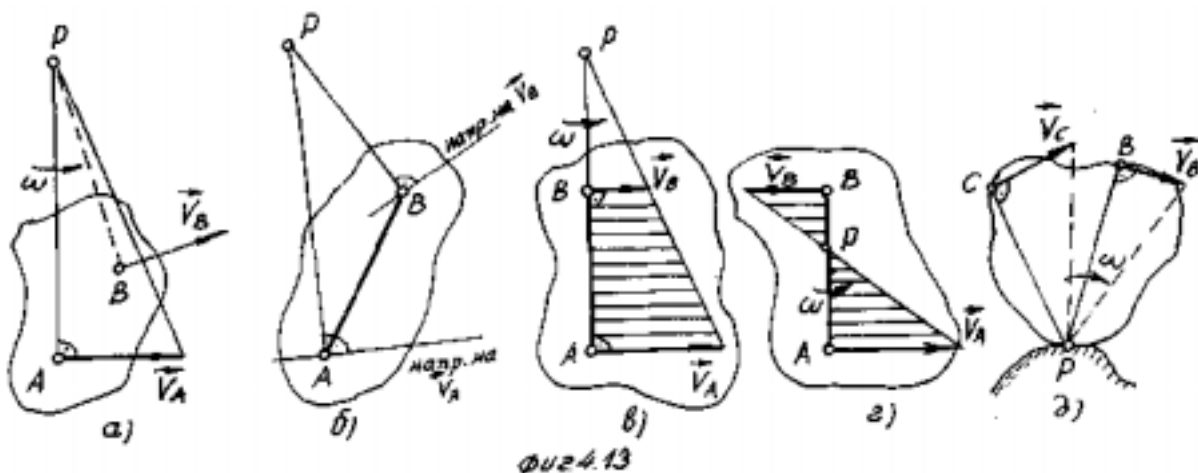


това равнинното движение може да се разглежда като моментно ротационно движение около ос, минаваща през тази точка. Определянето на моментния център на скоростта при най-често срещаните случаи е разгледано по-долу.

1. При известни скорост  $\vec{V}_A$  на една точка А и ъглова скорост  $\omega$  на моментното ротационно движение /фиг.4.13а/. Моментният център на скоростта – точка Р, се намира на перпендикуляра,

издигнат от т.А спрямо направлението на дадена скорост  $\vec{V}_A$  на разстояние

$$\overline{PA} = \frac{V_A}{\omega}.$$



Перпендикулярът се получава при завъртане на дадената скорост  $\vec{V}_A$  на ъгъл  $90^\circ$  в посока на ъгловата скорост  $\omega$ .

Скоростта на всяка друга точка В, има големина  $V_B = \omega \overline{PB}$ , направление перпендикулярно на разстоянието  $\overline{PB}$  и посока, съвпадаща с посоката на въртене на ъгловата скорост  $\omega$ .

2. При известни пресичащи се направления на скоростите на две точки А и В /фиг.4.13б/. Моментният център на скоростта Р се намира на пресечната точка на перпендикулярите, издигнати в точките А и В към направленията на скоростите в тези точки.

Ако скоростите на двете точки са успоредни и насочени в една посока и правата съединяваща тези точки, не е перпендикулярна на направлението на скоростите, тялото извършва моментно транслационно движение като в този случай моментният център на скоростта се намира в безкрайност.

3. При известни скорости с еднакви направления на две точки А и В, като при това направлението на скоростите е перпендикулярно на правата АВ /фиг.4.13в/. В този случай моментният център на скоростта лежи върху пресечницата на правата АВ с правата, съединяваща върховете на векторите на скоростите на двете точки. За разстоянието  $\overline{PB}$  се получава израз



$$/4.19/ \quad \overline{PA} = \frac{V_A}{V_A - V_B} \overline{AB},$$

като ъгловата скорост е  $\omega = V_A / \overline{PA}$ .

В случай, че посоките на двете скорости са различни /фиг.4.13г/ моментния център на скоростта Р лежи на правата АВ между точките А и В на разстояние

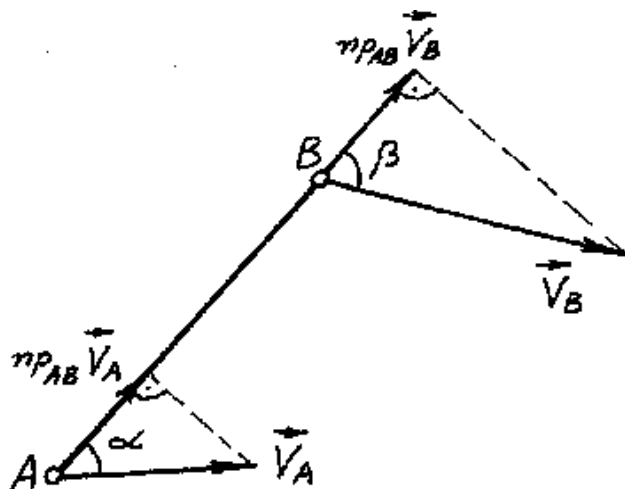
$$/4.20/ \quad \overline{PA} = \frac{V_A}{V_A + V_B} \overline{AB}$$

4. При търкаляне без плъзгане върху неподвижна крива /фиг.4.13д/. В такъв случай моментния център на скоростта е допирната точка Р. Скоростите на всяка друга точка В, С се определят както при ротационно движение.

Определяне на скоростите чрез теоремата на проектираните скорости

Ако векторното уравнение  $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$  проектираме върху направлението АВ /фиг.4.14/, ще получим

$$/4.21/ \quad np_{AB} \vec{V}_B = np_{AB} \vec{V}_A + np_{AB} \vec{V}_{BA}.$$



фиг. 4.14

Тъй като  $np_{AB} \vec{V}_B = V_B \cos \beta$ ,  $np_{AB} \vec{V}_A = V_A \cos \alpha$  и  $np_{AB} \vec{V}_{BA} = 0$  /  $\vec{V}_{BA}$  е перпендикулярна на правата АВ, следва равенството

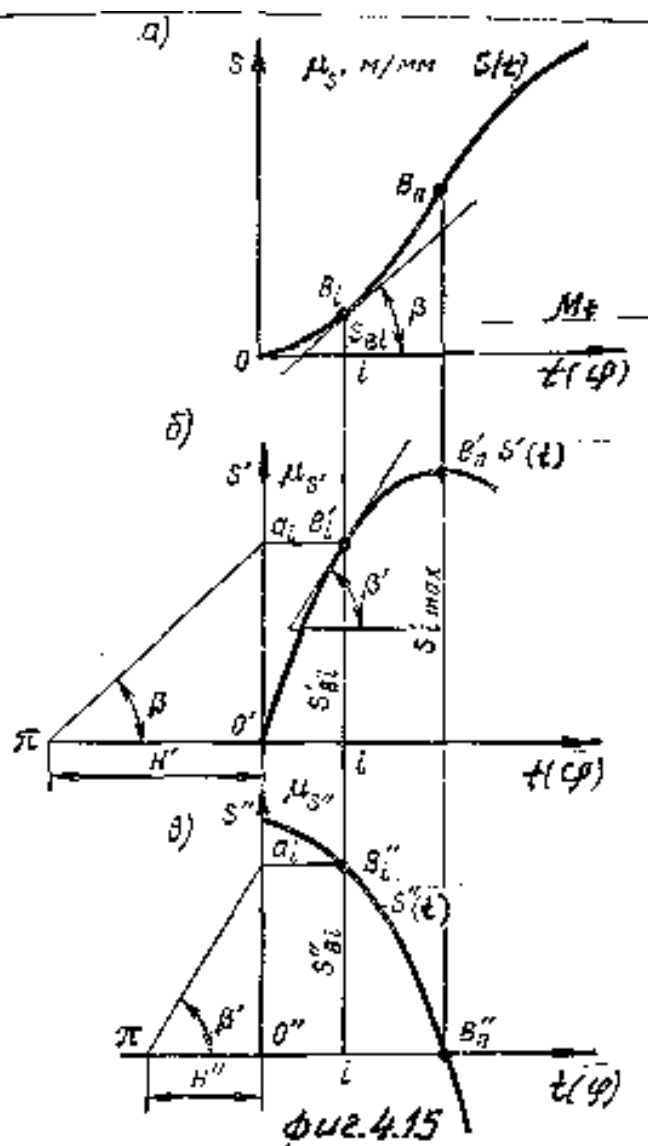
$$/4.22/ \quad V_B \cos \beta = V_A \cos \alpha,$$

което всъщност представлява теоремата за проектираните скорости.

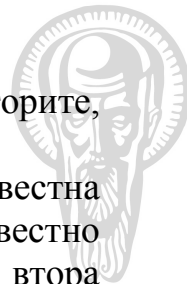
## 4.2.4. Кинематични диаграми

Кинематичните диаграми представляват графично изображение на изменението на един от кинематичните параметри /преместване, скорост и ускорение/ на точка или на звено от изследвания механизъм във функция от времето / ъгъл на завъртане или преместване на задвижващото звено/.

При известна диаграма на преместването диаграмите за скоростта и ускорението се получават чрез графично диференциране.



Кинематичното изследване на механизмите при използването на кинематичните диаграми е просто и нагледно, но има и някои недостатъци: не винаги е достатъчно точно (особено при диференциране на криви с голяма кривина), невъзможно е цялостното изследване на криволинейното движение, защото при диференциране на кривата на скоростта се получава кинематична диаграма само на



тангенциалното ускорение, диаграмите дават само числени стойности на векторите, а тяхното направление може да се установи след допълнителни построения.

Вече отбелязахме, че графично диференциране се прави при известна кинематична диаграма на преместването, например  $s = S(t)$ . Както е известно големината на скоростта е първа производна, а тангенциалното ускорение – втора производна на  $S(t)$ . Следователно при графично диференциране на графиката  $S(t)$  се получава кинетичната диаграма  $V(t)$ , а чрез нейното диференциране се получава кинематичната диаграма  $a(t)$ .

На фиг.4.15а е показана част от кинематичната диаграма  $s = S(t)$  при мащаби  $\mu_s$  и  $\mu_t$ . Същността на графичното диференциране се състои в следното:

1. Под диаграмата  $s = S(t)$  се построява втора координатна система  $/S'O't/$  с ордината ос  $S'$ , явяваща се продължение на оста  $s$  /фиг.4.15б/.

2. Вляво от началото на втората координатна система  $t.O'$  нанасяме произволна отсечка – полюсно разстояние  $H' = O'\pi$ . От полюса  $\pi$  прекарваме лъчи  $\pi a_i$ , успоредни на допирателните към кривата  $S(t)$  в точките  $B_i$ . През получените точки  $a_i$  на ординатната ос прекарваме прави, успоредни на оста  $O't$ , до тяхното пресичане в  $t.B'_i$  с ординатите, спуснати от точките  $B_i$ .

Чрез съединяване на получените точки  $B'_i$  с плавна крива се получава кинематичната диаграма на скоростта  $V = S' = dS/dt$ . Мащабът на скоростите се пресмята с изрази

$$/4.23/ \quad \mu_v = \frac{1}{H'} \frac{\mu_s}{\mu_t}.$$

Аналогично чрез диференциране на кривата  $S' = S'(t)$  се получава кинематичната диаграма на ускоренията  $a = d^2S/dt^2$  с мащаб на ускоренията, определен от изрази

$$/4.24/ \quad \mu_a = \frac{1}{H'} \frac{1}{H''} \frac{\mu_s}{\mu_t^2}.$$

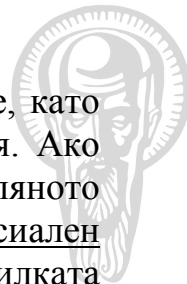
Правилността на графичното диференциране трябва да се следи, като се има предвид видът на диференцираната функция.

## 4.3. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И КИНЕМАТИЧНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА НЯКОИ МЕХАНИЗМИ

Тук ще бъдат дадени общи сведения и ще бъде направено кинематично изследване на някои най-често използвани механизми в общото машиностроене и уредостроене.

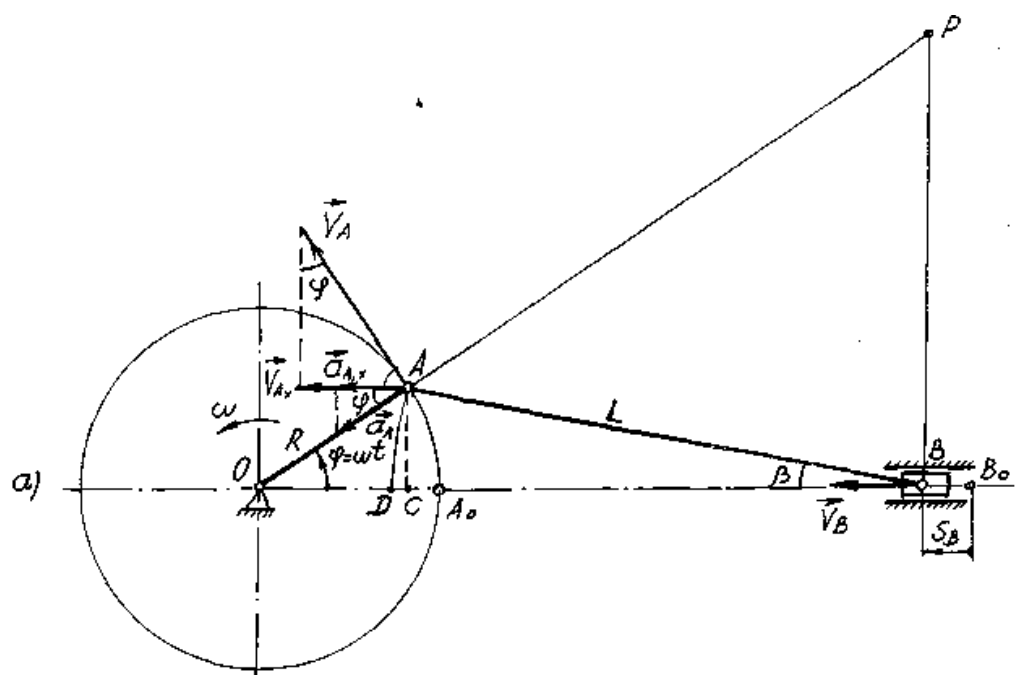
### 4.3.1. Коляно – мотовилков механизъм

Коляно – мотовилковият механизъм /фиг.4.16а/ е предназначен за преобразуване на въртеливото движение на звеното ОА /наречено коляно/ във възвратно – постъпателно движение на звеното В /наречено кръстоглав, плъзгач/



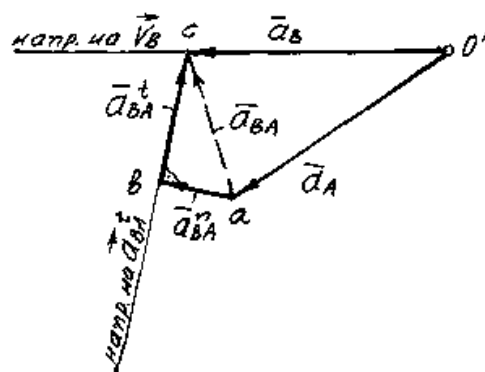
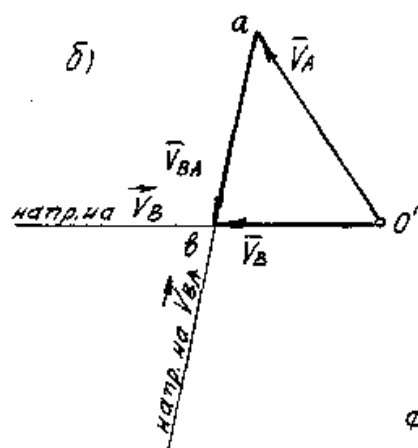
или обратно. Звеното АВ наречено мотовилка, извършва равнинно движение, като точката А се движи по окръжност, а другата му точка В – по права линия. Ако линията на движение на кръстоглава минава през центъра на въртене на коляното т.О, механизмът се нарича централен или аксиален, в противен случай – деаксиален /вж.фиг.4.6а/. Отношението на дължината на коляното и мотовилката  $\lambda = \overline{OA} / \overline{AB} = R / L$  обикновено се приема от 1/5 до 1/3. При равномерно въртене на коляното с ъглова скорост  $\omega$  ъгълът на завъртане на коляното е  $\varphi = \omega t$ . За показаното положение на коляно – мотовилковия механизъм на фиг.4.16а, начертано в мащаб  $\mu_L$ , да определим кинематичните параметри на точката В: преместване  $S_B$ , скорост  $\vec{V}_B$  и ускорение  $\vec{a}_B$ .

## 1.Определяне на преместването $S_B$



План на скоростите (mv)

План на ускоренията (ma)



Фиг. 4.16





Геометрично решение. От фиг.4.16а се вижда, че търсеното преместване  $S_B$  може да се определи от равенството

/4.25/

$$S_B = \overline{OB_0} - \overline{OB} = \overline{OA_0} + \overline{A_0B_0} - \overline{OC} + \overline{CB} = \overline{OA_0} - \overline{OC} + \overline{A_0B_0} - \overline{CB} = \overline{A_0C} + \overline{CD} = \overline{A_0D},$$

при което точка D се получава като точка B опишем дъга с радиус AB до пресичането и с хоризонталната ос  $OB_0$ .

Аналитично решение. Чрез въвеждане на спомагателния ъгъл  $\beta$  преместването на точка B се определя по следния начин

/4.26/

$$S_B = \overline{OB_0} - \overline{AB} = (R + L) - (R \cos \varphi + L \cos \beta) = R(1 - \cos \varphi) + L(1 - \cos \beta).$$

Вземайки предвид, че  $R \sin \varphi = L \sin \beta$ , определяме  $\sin \beta = (R/L) \sin \varphi$ , откъдето

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \varphi\right)^2}.$$

Развивайки в ред  $\cos \beta$  и като вземем предвид само първите два члена, от /4.26/ получаваме

/4.27/

$$S_B = R(1 - \cos \varphi) + L(1 - 1 + \frac{R^2}{2L^2} \sin^2 \varphi) = R(1 - \cos \varphi) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \varphi.$$

При пренебрегване на втория член на /4.27/ като малка величина получаваме приближената формула за определяне на  $S_B$

/4.28/

$$S_B = R(1 - \cos \varphi) = R(1 - \cos \omega t).$$

## 2. Определяне на скоростта $\vec{V}_B$

Аналитично решение. Чрез диференциране на /4.28/ получаваме израз за скоростта на точка B по големина

/4.29/

$$V_B = \frac{dS_B}{dt} = R\omega \sin \omega t = V_A \sin \omega t.$$

Геометрично това означава, че хоризонталната проекция  $\vec{V}_A$  /фиг.4.16а/ дава приблизителна стойност на скоростта на точката B.

Векторен метод /чрез плана на скоростите/. Линейната скорост на т.В се определя с помоща на векторното уравнение

/4.30/

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA},$$

където  $\vec{V}_B$  е търсената скорост, на която познаваме само направлението – по оста Ох,  $\vec{V}_A$  е скоростта на т.А от задвижващото звено с големина  $V_A = \omega \overline{OA}$ , направление перпендикулярно на коляното ОА и посока съответстваща на посоката на ъгловата скорост  $\omega$ , а  $\vec{V}_{BA}$  е скоростта на т.В спрямо т.А, на която познаваме само направлението – перпендикулярно на АВ.

За удобство известните вектори по направление и големина във векторните уравнения се подчертават с две черти, а тези с един известен параметър – с една черта.



При приет мащаб на скоростите  $\mu_v$  векторният скоростен триъгълник, наречен още план на скоростите /фиг.4.16б/, се построява по следния начин. От точка  $O'$  нанасяме отсечката  $\overline{O'a} = \overline{V_A} = V_A / \mu_v$ , перпендикулярно на направлението на коляното  $OA$ . От точка  $a$  прекарваме права, успоредна на направлението на  $\vec{V}_{BA}$ , което е перпендикулярно на  $AB$ , а от т. $O'$  – права, успоредна на търсената скорост  $\vec{V}_B$ . Пресечната точка  $b$  на така прекараните прави затваря векторния триъгълник, с помощта на който се определят скоростите

$$V_B = \overline{V_B} \mu_v \quad V_{BA} = \overline{V_{BA}} \mu_v.$$

Чрез моментния център на скоростта /фиг.4.16а/. Пресечната точка  $P$  на прекараните перпендикулярни прави от точките  $A$  и  $B$  на направленията на скоростите  $\vec{V}_A$  и  $\vec{V}_B$  е точно моментния център на скоростта на звеното  $AB$ . Големината на търсената скорост се определя с изрази

$$/4.31/ \quad V_B = \omega_{AB} \overline{PB} = \frac{V_A}{PA} \overline{PB},$$

а направлението и посоката и се получават от чертежа.

### 3. Определяне на ускорението $\vec{a}_B$

Аналитично решение. Чрез диференциране на /4.29/ получаваме ускорението на точка  $B$  по големината

$$/4.32/ \quad a_B = \frac{dV_B}{dt} = R\omega^2 \sin \omega t = a_A^n \sin \omega t.$$

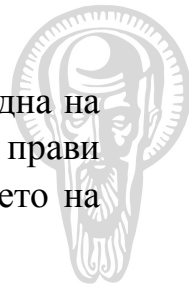
Геометрично това означава, че хоризонталната проекция на ускорението на т. $A$ ,  $a_A = a_A^n = V_A^2 / \overline{OA} = \omega^2 \overline{OA}$  /фиг.4.16а/ дава приблизителна стойност на  $\overline{a_B}$ .

Векторен метод /чрез плана на ускоренията/. Ускорението на точка  $B$  се определя с помощта на векторното уравнение

$$/4.33/ \quad \vec{a_B} = \vec{a_A} + \vec{a_{BA}} = \vec{a_A^n} + \vec{a_{BA}^n} + \vec{a_{BA}^t},$$

В него са известни следните величини:  $\vec{a_A^n}$  - по големината  $a_A^n = \omega^2 \overline{OA}$  и по направление /по радиуса  $OA$ / и с посока, насочена винаги към центъра  $O$ ,  $\vec{a_B}$  - по направление на оста  $Ox$ ,  $\vec{a_{BA}^n}$  - по големината  $a_{BA}^n = V_{BA}^2 / \overline{AB}$  и направление, съвпадащо с направлението на звеното  $BA$  и посока от точката  $B$  към точката  $A$ ,  $\vec{a_{BA}^t}$  - известно е само по направление – перпендикулярно на звеното  $BA$ .

При приет мащаб на ускоренията  $\mu_a$  векторният многоъгълник на ускоренията /план на ускоренията/ се построява по следния начин /фиг.4.16в/: От произволна точка  $O''$  нанасяме отсечката  $\overline{O''a} = \overline{a_A} = a_A / \mu_a$  по направление, съвпадащо с направлението на коляното  $OA$  и с посока към т. $O$ . От края на отсечката  $\overline{O''a}$  нанасяме ускорението  $\vec{a_{BA}}$  и получаваме точка  $b$ , от която прекарваме права,



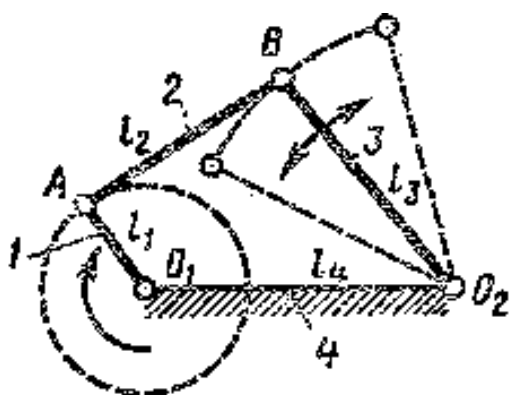
перпендикулярна на звеното АВ. След това от т.О'' прекарваме права, успоредна на направлението на скоростта  $\vec{V}_B$ . Пресечната точка С на така прекараните прави затваря векторния многоъгълник, с помощта на който се определя ускорението на точка В по големина  $a_B = \overline{a_B} \mu_a$  и посока.

За начертаване на кинематичните диаграми е необходимо определянето поне на 8 /12/ стойности /вж. Метода на построяване на фиг.4.6 и фиг.4.16/.

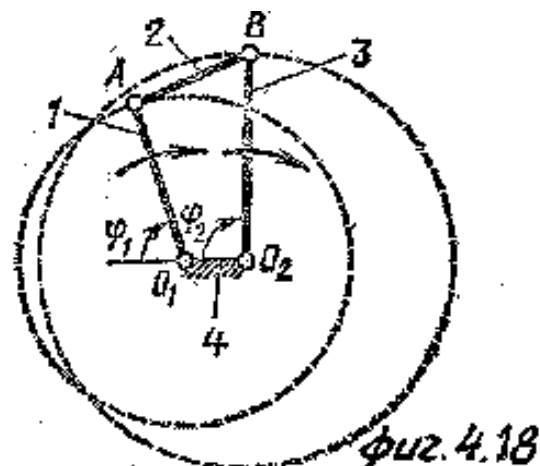
## 4.3.2. Четиризвенеи механизъм

Принципна схема на четиризвенеи механизъм е показана на фиг. 4.17. В зависимост от отношението на дължините на звената 1, 2, 3 и 4 характерът на движението на звеното ще бъде различен. Условието за завъртане на водещото звено 1 на  $360^\circ$  е то да бъде най-късо и да съществува следното неравенство между дължините на звената:

$$/4.34/ \quad (l_1 + l_4) < (l_2 + l_3).$$



фиг. 4.17



фиг. 4.18

Такъв механизъм, на който звеното 2 извършва равнинно движение а звеното 3 – трептливо ротационно движение около неподвижна точка  $O_2$ , се нарича едноколянов механизъм.

Когато дължината на звеното 4 /стойка/ е най-малка /фиг.4.18/, механизмът се нарича двуколянов и звената 1 и 3 могат да се завъртат около  $O_1$  и  $O_2$  на  $360^\circ$ . Този механизъм намира приложение в уредостроенето за осигуряване на неравномерно въртене на звеното 3 при равномерно въртене на водещото звено 1.

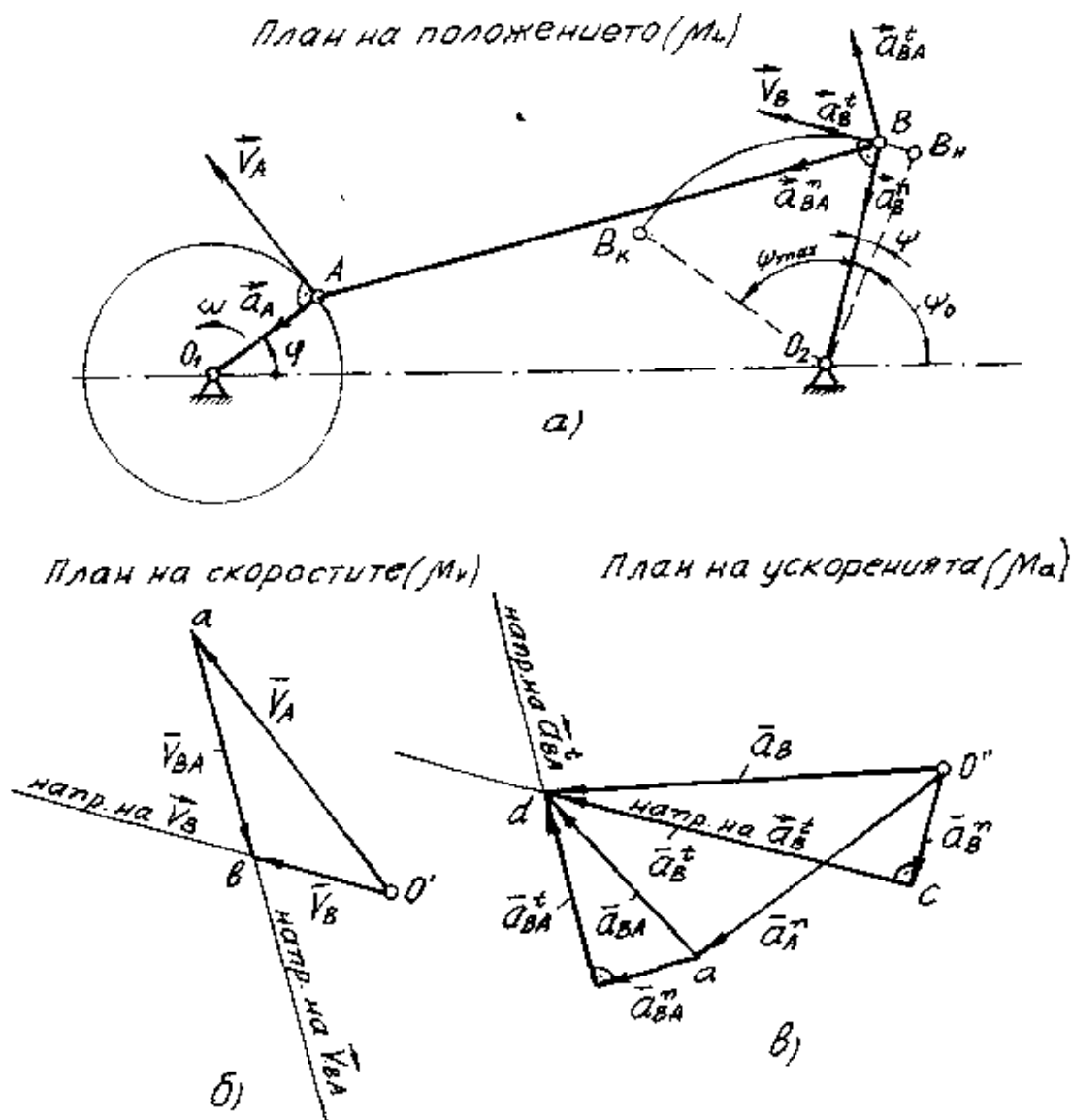
На фиг.4.19. е направено кинематично изследване за определено положение на четиризвенеи механизъм със задвижващо звено  $O_1A$ , въртяща се с ъглова скорост  $\omega$ . При завъртане на звеното  $O_1A$  на  $360^\circ$  /фиг.4.19а/ звеното  $O_2B$  извършва трептливо движение на ъгъл  $\psi_{\max}$  при начален ъгъл  $\psi_0$ , измерван от хоризонталната ос.



Началното и крайното положение на звеното  $O_2B$  са определени по геометричен път

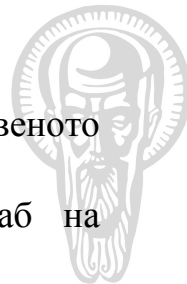
Скоростта на точка В от звеното  $O_2B$  се определя с помоща на векторното уравнение

$$\underline{\vec{V}}_B = \underline{\vec{V}}_A + \underline{\vec{V}}_{BA}$$



фиг. 4.19

където  $\vec{V}_B$  е скоростта на т.В с направление, перпендикулярно на звеното  $O_2B$ ,  $\vec{V}_A$  е скоростта в т.А от звеното  $O_1A$  с големина  $V_A = \omega \overline{O_1A}$ , направление, перпендикулярно на  $O_1A$  и посока, определена от посоката на ъгловата скорост  $\omega$ , а



$\overrightarrow{V_{BA}}$  е относителната скорост на т.В с направление, перпендикулярно на звеното АВ.

Векторният скоростен триъгълник /план на скоростите/ при мащаб на скоростите  $\mu_v$  е показан на фиг.4.19б.

Големина на ъгловата скорост  $\omega_{O_2B}$  се определя с уравнението

$$/4.35/ \quad \omega_{O_2B} = \frac{V_B}{O_2B}$$

Ускорението на точка В от задвижващото звено  $O_2B$  се определя с помощта на векторното уравнение  $\overrightarrow{a_B} = \overrightarrow{a_A} + \overrightarrow{a_{BA}}$  или в разгънат вид

$$/4.36/ \quad \overrightarrow{a_B^n} + \overrightarrow{a_B^t} = \overrightarrow{a_A^n} + \overrightarrow{a_{BA}^n} + \overrightarrow{a_{BA}^t}.$$

В него са известни следните величини:  $\overrightarrow{a_B^n}$  е нормалното ускорение на т.В с големина  $a_B^n = V_B^2 / \overline{O_2B}$ , направление, перпендикулярно на направлението на направлението на звеното  $O_2B$  и посока, насочена към  $O_2$ ;  $\overrightarrow{a_B^t}$  е тангенциалното ускорение на т.В с направление, перпендикулярно на направлението на звеното АВ;  $\overrightarrow{a_A^n}$  е нормалното ускорение на т.А с големина  $a_A^n = V_A^2 / \overline{O_1A} = \omega^2 \overline{O_1A}$  направление по радиуса  $O_1A$  и посока към центъра  $O_1$ ;  $\overrightarrow{a_{BA}^n}$  е нормалното ускорение на т.В спрямо т.А с големина  $a_{BA}^n = V_{BA}^2 / \overline{AB}$  направление, съвпадащо с направлението на звеното АВ и посока, насочена от т.В към т.А; а  $\overrightarrow{a_{BA}^t}$  е тангенциалното ускорение на направлението на звеното АВ.

Векторният многоъгълник на ускоренията /план на ускоренията/ при мащаб на ускоренията  $\mu_a$  е показан на фиг.4.19в.

Големината на ъгловото ускорение на звеното се определя с уравнението

$$/4.37/ \quad \varepsilon_{O_2B} = \frac{a_B^t}{O_2B}.$$

За построяване на кинематичните диаграми на звеното  $O_2B$  е необходимо определянето поне на 8 /12/ стойности на ъгъла на завъртане  $\psi$ , ъгловата скорост  $\omega_{O_2B}$  и ъгловото ускорение  $\varepsilon_{O_2B}$ .



## ЛИТЕРАТУРА

1. Борисов, С.Н., Ф.Г.Зуев. Основы технической механики и детали механизмов приборов. М., 1977.
2. Быстрова, Б.И. Проектирование механизмов и приборов. Л., 1974.
3. Вopilкин, Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. М., 1980.
4. Гузенков, П.Г. Детали машин. М., 1982.
5. Дубейковский, Е.Н. Техническая механика. М., 1980.
6. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей приборов. Л., 1974.
7. Заблонский, К.Н., М.С.Беляев. Прикладная механика. К., 1984.
8. Заплетохин, В.А. Соединение деталей приборов. Л., 1974.
9. Иванов, М.Н. Детали машин. М., 1975.
10. Ковалев, Н.А. Прикладная механика. М., 1982.
11. Красковский, Е.Я. Расчет и конструирование механизмов, приборов и вычислительных систем. М., 1972.
12. Куркин, В.И. Детали механизмов радиустройств. М., 1976.
13. Куркин, В.И. Детали механизмов. М., 1974.
14. Ларионов, Е.А. Узлы и детали механизмов. М., 1982.
15. Левенсон, Л.Б. Теория механизмов и машин. М., 1982.
16. Левятов, Д.С. Расчет и конструирование деталей машин. М., 1979.
17. Мовнин, С.В. Основы на техническойката механика. С., 1976.
18. Николов, Н.И. Машинни елементи. С., 1973.
19. Детали и механизмы приборов. Справочник под ред.П.П.Орнадского. К., 1987.
20. Осецкий, В.М. Прикладная механика. М.,1977.
21. Рашин, Г.Н. Несущие конструкции и механизмы РЭА. М., 1981.
22. Эрдеди, А.А. Техническая механика. М., 1980.