

ЛЕКЦИЯ 01 *Въведение в дисциплината „Машинни елементи”*.

Съдържание

1. *Основни понятия.*
2. *Цел на курса.*
3. *Съвременни тенденции в развитието на машиностроенето.*
4. *Изисквания към машините и детайлите им.*
5. *Видове натоварвания на машините и машинните елементи.*
6. *Основни критерии на работоспособността –*
 - 6.1. *За якост (на статично натоварване, на променливо натоварване, на контакт),*
 - 6.2. *За коравина;*
 - 6.3. *За износоустойчивост;*
 - 6.4. *За топлинна устойчивост;*
 - 6.5. *За вибрационна устойчивост.*
7. *Надеждност.*
8. *Избор на материал за детайлите.*
9. *Проектни и проверочни изчисления.*

1. Основни понятия

Механизъм – изкуствено създадена система от тела, съединени подвижно, така че да се осъществява точно определено движение за реализация на точно определена цел.

Машина – механизъм или съчетания от механизми, служещи за облекчаване или замяна на физическия или умствен труд на човека и за повишаване на неговата производителност.

Различаваме следните видове машини:

1. **Машини-двигатели** – преобразуват някакъв вид енергия в енергия на механичното движение

Примери – електродвигатели (ЕД), двигатели с вътрешно горене (ДВГ).

2. **Машини-генератори** – преобразуват механичната енергия на движението в друг вид енергия

Примери – електрогенератори, компресори и други.

3. **Работни машини (машини-оръдия или изпълнителни машини)** – извършват работа свързана с транспортиране или изменение на формата или размерите на телата

Примери – транспортъори, кранове, стругове, фрезови машини, преси и т.н.

1. Основни понятия - продължение

Съчетанието от *двигател*, *предавателен механизъм* (накратко – *предавка*) и *работна машина* образува т.нар. **машинен агрегат**.



фиг.1.1. Машинен агрегат.

Предавателният механизъм служи за предаване и ако е необходимо трансформиране на механичното движение от изходния вал на двигателя в съответстващо механично движение на входния елемент на работната машина.

Машините се състоят от машинни **детайли**, които се включват в конструкцията на машината или самостоятелно или включени във машинни **възли**.

Детайл – част от машината, която се изработва без прилагане на операции по сглобяване или съединяване (примери – шпонка, болт, зъбно колело и др.)

Възел – сглобена единица (например – скоростна кутия, съединител, редуктор и др.), която се явява съставна и относително самостоятелна част от изделието (машина, устройство)

1. Основни понятия - продължение

В машиностроенето се различават детайли и възли с:

- **Общо предназначение** – такива каквито се използват в почти всички машини (например -болтове, валове, зъбни колела, лагери, съединители и др.). ***Те се изучават в дисциплината „Машинни елементи“;***
- **Специално предназначение** – използват се в един или няколко типа специализирани машини (например – шпиндели на металорежещи машини (ММ), колянни валове и бутала за двигатели с вътрешно горене (ДВГ) и др.). Изучават се в специализирани курсове – „Металорежещи машини”, „Конструкция на двигатели с вътрешно горене” и т.н.

Всички детайли и възли с общо предназначение се делят на **три** основни групи:

- **Съединителни детайли и съединения**
 - **Неразглобяеми** (нитови, заварени, залепени и др)
 - **Разглобяеми** (шпонкови, резбови и др.)
- **Механични предавки** (зъбни, червячни, ремъчни и др.)
- **Машинни елементи на движението** (валове, лагери, съединители и др.)

2. Цел на курса

Изучаване на основите на изчисляването и конструирането на детайли и възли с общо предназначение в машиностроенето.

При това се разглежда и:

- Избора на подходящ материал;
- Термообработката;
- Рационалната форма на детайлите;
- Технологичността;
- Точността на изработка.

Детайлите на машините най-често имат сложна форма и работят в различни условия – затова най-често липсват точни формули за изчисляването им.

Затова при изчисленията се прилагат различни приближени или емпирични (получени въз основа на опита) формули, в които се въвеждат поправъчни коефициенти.

3. Съвременни тенденции на развитието на машиностроенето

Машиностроенето е в основата на създаването и умножаването на материални блага и оттам за повишаване стандарта на живот на хората. Това е така защото без производителни машини няма производство.

Съвременни тенденции на развитието на машиностроенето:

- Увеличаване на мощността и следователно и на производителността на машините
- Повишаване на коефициента на полезно действие (КПД) на машините;
- Автоматизация (на работните цикли);
- Висока точност на работа;
- Висока скорост на работа съчетано с намаляване на инерционните и ударни натоварвания;
- Високо ниво на стандартизация и взаимозаменяемост;
- Удобна и безопасна експлоатация и обслужване на машините;
- Компактност;
- Съблюдаване на техническата естетика

4. Изисквания към машините и детайлите им

В съответствие със съвременните тенденции в развитието на машиностроенето се предявяват следните общи изисквания към машините и детайлите им:

- Висока производителност;
- Икономичност;
- Гарантирана продължителност на работа;
- Удобство и безопасност;
- Малки габарити и маса;
- Транспортируемост;
- Естетичен външен вид;

4. Изисквания към машините и детайлите им - продължение

При конструиране и изработване на машините и детайлите трябва да се прилага:

- **Висока степен на стандартизация** -

- Използването на стандартни детайли и възли;
- Намалява типоразмерите; осигурява взаимозаменяемостта;
- Позволява бързото и евтино изработване на машините;
- Облекчава ремонта по време на експлоатацията на машините.

- **Висока степен на технологичност** –

Технологична е онази конструкция, която се характеризира с минимални разходи за производство и експлоатация. Технологичността на конструкцията се характеризира с:

- Прилагане в новата конструкция на машината на детайли изработени с **минимум механична изработка** (т.е. прилагане на технологични операции като прецизно леене, заваряване, щамповане, валцоване и т.н.);
- Максимално прилагане на **стандартни конструктивни елементи** (резби, прорези, фаски и др.), а също и стандартни допуски и сглобки на размерите;
- Прилагане в новата конструкция на **вече усвоени в производството** детайли и възли.

5. Видове натоварвания на машините и машинните елементи

Работни натоварвания – тези натоварвания, които изпитват машинните елементи и възли в процеса на тяхната експлоатация.

Те биват:

- **Постоянни** – щом не се изменят по посока и големина;
- **Променливи** – щом се изменят по посока и големина:
 - *Със случаен характер* – например ударно натоварване;
 - *Със цикличен характер* – например натоварването на колян вал от ДВГ.

Друга класификация - според характера на изменението им с течение на времето:

- **Статични** – те са или постоянни, или се изменят постепенно и спокойно, като ускоренията са пренебрежими;
- **Динамични** – изменят се. Те от своя страна се подразделят на:
 - *Изменящи се* по големина и посока;
 - *Ударни* (внезапни).

5. Видове натоварвания на машините и машинните елементи

Променливият характер на натоварванията усложнява изчисленията. Затова се въвеждат понятията: - номинално, еквивалентно и изчислително натоварване.

- **Номинално** $Q_{\text{ном}}$ - най-продължително действащото работно натоварване (в някои случаи – максималното);
- **Еквивалентно** $Q_{\text{екв}}$ – това е постоянно натоварване, чието действие е еквивалентно на фактически действащото променливо натоварване

$$Q_{\text{екв}} = k_{\text{ж}} \cdot Q_{\text{ном}}, \quad (1.1)$$

Където: $k_{\text{ж}}$ е коефициент на дълготрайност зависещ от характера на измененията на работното натоварване, ($k_{\text{ж}} > 1$);

- **Изчислително** $Q_{\text{изч}}$ – онова постоянно натоварване (заместващо променливото), с което трябва да се изчислява за да бъдат резултатите по-достоверни

$$Q_{\text{изч}} = k_{\text{к}} \cdot k_{\text{д}} \cdot k_{\text{у}} \cdot Q_{\text{екв}}, \quad (1.2)$$

Където: $k_{\text{к}}$ е коефициент на концентрация на натоварването отчитащ разпределението на натоварването по контактната повърхност, ($k_{\text{к}} > 1$); $k_{\text{д}}$ – коефициент на динамичност ($k_{\text{д}} > 1$); $k_{\text{у}}$ – коефициент отчитащ условията на работа ($k_{\text{у}} > 1$)

За предварителни изчисления може да се използва $Q_{\text{ном}}$.

6. Основни критерии на работоспособността (на машинните детайли и възли)

6.1. Якост – способността на детайлите да отстояват на разрушаване или пластична деформация под действието на приложеното натоварване.

Методите за изчисляване на якост се изучават в учебната дисциплина „Съпротивление на материалите”.

Тук от изключително важно значение е правилното определяне на **допустимите напрежения – нормални $[\sigma]$ и тангенциални $[\tau]$** , които зависят от много фактори:

- материал и начин на получаване на заготовката;
- степен на отговорност на детайла и режим на работа;
- конфигурация и размери на детайла;
- термообработка и грапавост на повърхността
- и други.

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

Основни механични характеристики на машиностроителните материали са:

1. Якост (разрушаващо напрежение)	σ_B, τ_B	[Pa]
2. Граница на провлачване	σ_S, τ_S	[Pa]
3. Граница на умора при симетричен цикъл	σ_{-1}, τ_{-1}	[Pa]
4. Граница на пълзене	$\sigma_{\text{пълз}}$	[Pa]
5. Граница на продължителна якост	$\sigma_{\text{пр.як.}}$	[Pa]
6. Относително удължение при опън	δ	%
7. Относително напречно свиване при опън	ψ	%
8. Якост на удар	a_k	[J/m ²]
9. Модул на линейна деформация	E	[Pa]
10. Модул на ъглова деформация	G	[Pa]
11. Твърдост (по Бринел или по Роквел)	HB, HRC	[Pa]

От изброените по-горе характеристики първите пет са свързани с изчисленията за якост.

Характеристиките от 6-та до 8-ма са необходими при избор на материала и вида на теологията при производство.

Модулите E и G – използват се при разглеждане на деформациите и трептенията.

Твърдостта е пряко свързана с износоустойчивостта при триене.

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

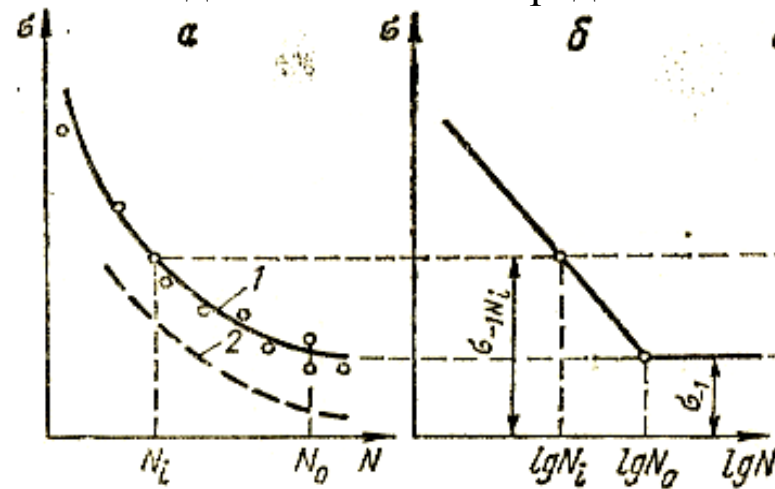
Съществена механична характеристика е границата на умора при симетричен цикъл σ_{-1} , съответно σ_r - при несиметричен.

Границата на умора е онова най-голямо напрежение при циклично променящо се натоварване, при което материалът може да издържи безбройно много цикли N_0 (базово число на циклите)

$N_0 = 10^7$ цикъла за стомани,

$N_0 = (50 \div 100) \cdot 10^6$ цикъла за цветни метали.

Зависимостите между максималните напрежения при симетричен цикъл и броя цикли, до който те могат да се понасят се представят с т.нар. криви на умора подчинени на уравнението:



Фиг.1.2. Криви на умора.

$$\sigma_i^m \cdot N_i = \sigma_{-1}^m \cdot N_0 = \text{const}, \text{ където } m = (6 \div 10) \quad (1.3)$$

Напрежението σ_{-1} се нарича неограничена граница на умора, σ_{-1Ni} – ограничена граница на умора ($\sigma_{-1Ni} > \sigma_{-1}$). При последното напрежение материалът ще издържи до N_i цикъла на натоварване:

$$\sigma_{-1Ni} = \sigma_{-1} \cdot \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_i}} \quad (1.4)$$

За някои материали (крива 2) и условия на експлоатация кривите нямат хоризонтален участък – цветни метали, стомани при висока t° , при корозия и т.н.

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

Механичните характеристики **граница на пълзене** $\sigma_{\text{пълз}}$ и **граница на продължителна якост** $\sigma_{\text{пр.як.}}$ са важни за машинни елементи работещи при повишена температура t° :

- $t^\circ > 300^\circ \div 400^\circ\text{C}$ за сплавите на черните метали;
- $t^\circ > 50^\circ \div 100^\circ\text{C}$ за сплавите на цветните метали;
- нормална t° за пластмасите.

Якостта на удар a_k характеризира жилавостта на материала и е важна за машинни елементи работещи с ударни натоварвания, особено при ниски t° .

При якостно изчисляване на машинни елементи има два подхода в зависимост от това дали натоварването е статични или променливо.

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.1. Якост при статично натоварване

Условията за достатъчна якост имат вида:

$$\sigma \leq [\sigma]; \quad \tau \leq [\tau]; \quad \sigma_{екв} \leq [\sigma] \quad (1.5)$$

Където σ и τ са най-големите по абсолютна стойност работни (нормално и тангенциално) напрежения, $[\sigma]$ и $[\tau]$ са съответните допустими напрежения; $\sigma_{екв}$ – еквивалентното напрежение по една избрана якостна теория при сложно напрегнато състояние на материала.

Работните напрежения и $\sigma_{екв}$ се определят по методите изучавани в дисциплината „Съпротивление на материалите”, а допустимите напрежения – по формулите:

$$[\sigma] = \sigma_{зр} / [s_{\sigma}]; \quad [\tau] = \tau_{зр} / [s_{\tau}] \quad (1.6)$$

Където: $\sigma_{зр}$ и $\tau_{зр}$ са граничните (опасните) напрежения за материала

- За крехки материали те са σ_B, τ_B ;
- За жилаво-пластични - σ_S, τ_S ;
- При повишена температура - $\sigma_{пълз}$
- При условия за изкълчване - $\sigma_{крит.}$

В знаменателите на формули (1.6) е коефициентът на сигурност при статични натоварвания (съответно за нормални $[s_{\sigma}]$ и тангенциални $[s_{\tau}]$ напрежения)

Лекция 01 - Въведение в дисциплината „Машинни елементи”.

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.1. Якост при статично натоварване - ПРОДЪЛЖЕНИЕ

Препоръчва се коефициентът на сигурност от (1.6) да се определя по формулата:

$$[s] = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3 \quad (1.7)$$

Където:

s_1 – отчита свойствата на материала

за жилаво-пластични материали

При δ_S / δ_B	0.45÷0.55	0.55÷0.70	0.70÷0.90
s_1	1.2÷1.5	1.4÷1.8	1.7÷2.2

За стомани с високи s_B и $a_k \rightarrow s_1 = 2 \div 3$

За крехки материали $\rightarrow s_1 = 3 \div 4$

$s_2 = 1 \div 1.5 \rightarrow$ отчита отговорността на детайла;

s_3 - отчита точността на изчислителния метод:

$s_3 = 1.2 \div 1.5$ при точен метод;

$s_3 = 3 \div 4$ при неточен.

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.1. Якост при статично натоварване - ПРОДЪЛЖЕНИЕ

Якостните условия $\sigma \leq [\sigma]$; $\tau \leq [\tau]$; $\sigma_{екв} \leq [\sigma]$ служат за оразмеряване и имат предварителен ориентиран характер.

След конструктивната разработка на машинния елемент и приемане на окончателните му размери се налага да се направи **проверочно изчисляване**.

При проверочното изчисляване се прави проверка дали действителния коефициент на сигурност s е по-голям или най-малкото равен на предписания:

При нормални напрежения

$$s_{\sigma} \geq \sigma_{gp} / \sigma \geq [s_{\sigma}] ; \quad (1.8)$$

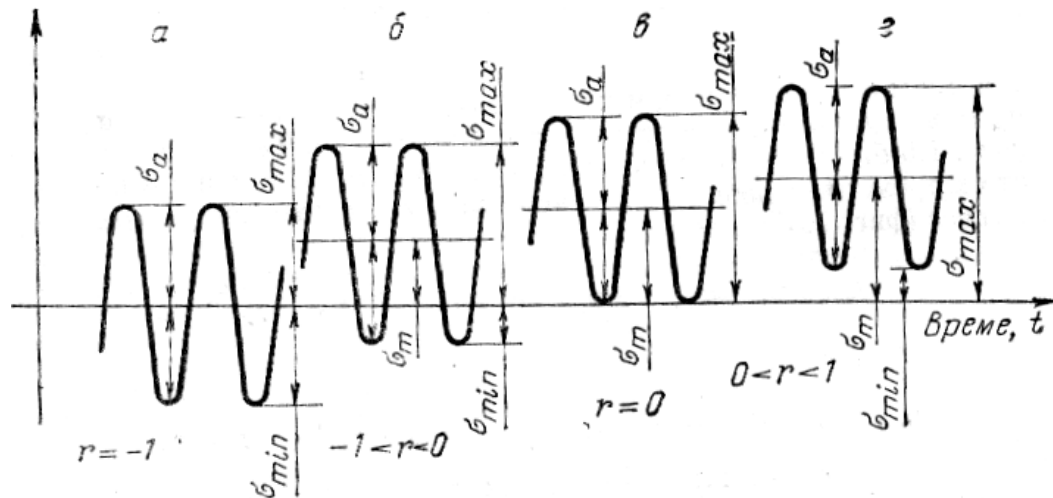
При тангенциални напрежения

$$s_{\tau} \geq \tau_{gp} / \tau \geq [s_{\tau}] . \quad (1.9)$$

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.2. Якост при променливо натоварване

При променливи натоварвания в машинните елементи се пораждат периодично променливи напрежения, изменящи се с времето циклично от σ_{max} до σ_{min}



Параметри на цикъла:

σ_{max} – максимално напрежение

σ_{min} – минимално напрежение

$r = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ – асиметрия

$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2$ – средно напрежение

$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2$ – амплитуда на напреж.

$k = \sigma_a / \sigma_m$ – характеристика на цикъла

Фиг. 1.3. Графики на циклични напрежения: а) симетричен цикъл; б) несиметричен знакопроменлив; в) несиметричен пулсиращ; г) несиметричен знакопостоянен;

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.2. Якост при променливо натоварване - ПРОДЪЛЖЕНИЕ

Машинни елементи подложени на продължително циклично натоварване се разрушават внезапно и без пластична деформация (макар и да са направени от жилаво-пластични материали) при напрежения значително по-малки от статичната якост σ_B (съответно τ_B) или от границата на провлачването σ_S (съответно τ_S) - това явление е било наречено **умора на материала**.

Якостните характеристики на материалите и на машинните елементи при циклични напрежения се определят по опитни резултати, които се обработват статистически.

Основни характеристики са границите на умора:

σ_r или τ_r – при асиметричен цикъл;

σ_{-1} или τ_{-1} – при симетричен цикъл;

σ_0 или τ_0 – при пулсиращ цикъл;

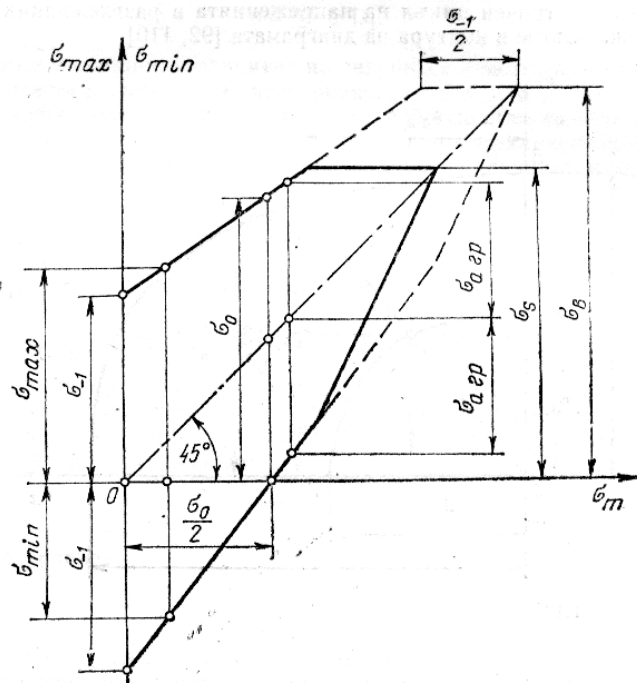
Най-опасен е симетричният цикъл и затова границите на умора при симетричен цикъл σ_{-1} или τ_{-1} се приема за определяща якостта при променливо натоварване.

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

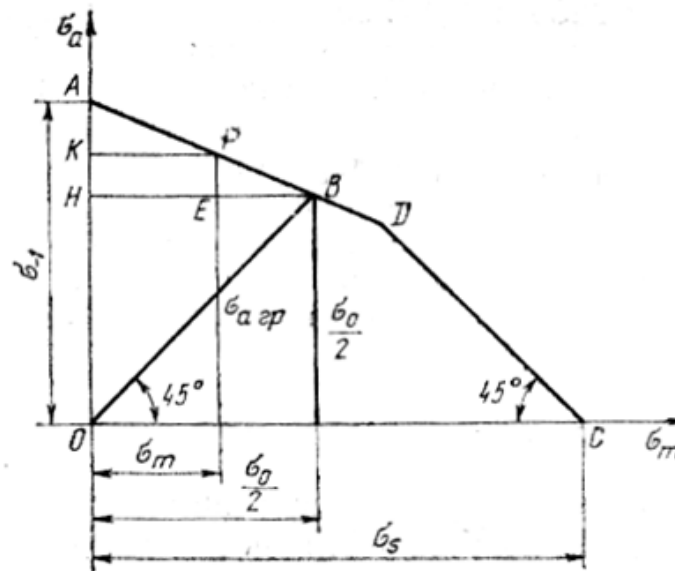
6.1.2. Якост при променливо натоварване - ПРОДЪЛЖЕНИЕ

При променливи натоварвания, изчисленията се извършват като проверочни след конструиране на детайла. При това е необходимо да се оцени коефициентът на сигурност на детайла с отчитане на абсолютните размери, на конструктивната форма, на състоянието на повърхността и други.

Граничните (критичните) напрежения могат да се определят или по схематизираната диаграма на Смит (Фиг.1.4) или по схематизираната диаграма на Кинасошвили-Соренсен (Фиг. 1.5).



Фиг.1.4



Фиг. 1.5.

Точките, които съответстват на работния асиметричен цикъл трябва да лежат вътре в контура ограден от дебелите непрекъснати линии

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.2. Якост при променливо натоварване - ПРОДЪЛЖЕНИЕ

При променливи натоварвания са възможни следните случаи на изчисление:

1. Прост вид циклично натоварване (опън-натиск, огъване, усукване) и симетричен цикъл

Тогава трябва да е изпълнено:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}}} \geq [s] \quad ; \quad s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}}} \geq [s] \quad (1.10)$$

където: s_{σ} , s_{τ} са изчислени коефициенти на сигурност;

$[s]$ – допустим коефициент на сигурност;

k_{σ} , k_{τ} - коефициент на концентрация на напреженията, $k_{\sigma} > 1$ ($k_{\tau} > 1$), зависи от формата на детайла и е толкова по-голям от 1, колкото по-резки изменения във формата има;

ε_{σ} , ε_{τ} - мащабен фактор, $\varepsilon_{\sigma} < 1$, ($\varepsilon_{\tau} < 1$); намалява по стойност с увеличаване на абсолютните размери на детайла (т.е. колкото по-големи размери – толкова по-лошо);

β_{σ} , β_{τ} - коефициент на качеството на повърхнините; $\beta_{\sigma} < 1$, ($\beta_{\tau} < 1$); по-близък е до 1, ако повърхността е била подложена на уякчаване (струя от дробинки, обкатяване, хидрополиране, химико-термична обработка (азотиране, циментиране, покрития – никелиране, хромиране, даже боядисване)

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.2. Якост при променливо натоварване – ПРОДЪЛЖЕНИЕ - (Случаи на изчисление):

2. Прост вид циклично натоварване (опън-натиск, огъване, усукване) и асиметричен цикъл

Тогава трябва да е изпълнено:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \geq [s] \quad ; \quad s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \geq [s] \quad (1.11)$$

където новите величини и коефициенти са:

σ_m, τ_m - средно напрежение на цикъла;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ - чувствителност на материала към асиметрия на цикъла, $\psi_{\sigma} < 1, (\psi_{\tau} < 1)$

$$\psi_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} ; \quad , \psi_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} ;$$

където σ_0, τ_0 – граница на умора при пулсиращ цикъл (емпирично получени)

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.2. Якост при променливо натоварване – ПРОДЪЛЖЕНИЕ - (Случаи на изчисление):

3. При едновременно циклично огъване и усукване

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{(s_{\sigma})^2 + (s_{\tau})^2}} \geq [s] \quad (1.12)$$

където s_{σ} и s_{τ} се изчисляват :

- При симетричен цикъл по формули (1.10)
- При асиметричен цикъл по формули (1.11)

Допустимият коефициент на сигурност $[s]$ се препоръчва да бъде:

- 1.3 ÷ 1.4 – при повишени точност на изчисленията, еднородност на материала, качество на обработката;
- 1.4 ÷ 1.7 – при обикновени такива;
- 1.7 ÷ 3.0 – при занижени

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.3. Повърхностна (контактна) якост –

Изчисления свързани с контактната якост се прилагат за детайли, които имат допиращи се повърхности. Различават се следните случаи:

- При контакт на достатъчно големи, мазани и подвижни една спрямо друга повърхности . Прави се проверката (целта е да се осигури полутечно триене):

$$p \leq [p] , \quad (1.12)$$

където p , $[p]$ са съответно работното и допустимото повърхностно налягане;

- При контакт на достатъчно големи, немазани и неподвижни една спрямо друга повърхности (при клинови, шлицови и други съединения). Прави се за предотвратяване смачкването на повърхностния слой:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}] , \quad (1.13)$$

където $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ са съответно работното и допустимото напрежение на смачкване.

При определяне на $\sigma_{см}$ се използва номиналната повърхност, $[\sigma_{см}]$ - опитно;

- При контакт по малка или ограничена повърхност (теоретично в точка или линия). Тогава в зоната на контакта възникват големи контактни напрежения σ_H , които се определят чрез формулите на Херц извлечени по методите на теорията на еластичността;

6. Основни критерии на работоспособността (6.1. Якост - продължение)

6.1.3. Повърхностна (контактна) якост – продължение

Условия за контактна якост при използване на формулите на Херц за определяне на контактните напрежения σ_H при опитно (по твърдостта на повърхността на материала по Бринел или по Роквел) определено допустимо контактно напрежение $[\sigma_H]$:

При контакт на сфера 1 със сфера 2 (контакт в точка):

$$\max \sigma_H = 0,388 \cdot \sqrt[3]{P \cdot \frac{E_{np}^2}{\rho_{np}^2}} \leq [\sigma_H]$$

където: P – натоварващата сила; $[\sigma_H]$ – допустимо контактно напрежение

$E_{np} = (2 \cdot E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2)$ - приведен модул на еластичността (E_1 – модул на еластичност на сфера 1, E_2 – модул на еластичност на сфера 2)

$\rho_{np} = (\rho_1 \cdot \rho_2) / (\rho_1 + \rho_2)$ - приведен радиус в зоната на контакт (ρ_1 – радиус на сфера 1, ρ_2 – радиус на сфера 2)

При контакт на цилиндри 1 и 2 с успоредни оси (контакт по линия):

$$\max \sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{q \cdot \frac{E_{np}^2}{\rho_{np}^2}} \leq [\sigma_H]$$

където: $q = P/l$ – интензивност на разпределения товар (l – дължина на контактната линия)

6. Основни критерии на работоспособността

6.2. Критерии за коравина

Коравината е способността на машинния детайл да се противопоставя на изменение на формата и размерите му при натоварване.

Например, изчисленията на коравина на валове при зъбни предавки е важно, понеже евентуално тяхно огъване ще влоши правилното зацепване на зъбните колела.

В най-общ вид деформационните условия са:

При опън (натиск)

$$\Delta l \leq [\Delta l]$$

(Δl и $[\Delta l]$ съответно са изчислено и допустимо абсолютно удължаване (скъсяване))

При усукване:

$$\max \varphi \leq [\varphi]; \quad \max \theta \leq [\theta]$$

където $\max \varphi$ и $\max \theta$ са съответно максимален абсолютен и максимален относителен ъгъл на усукване, а $[\varphi]$ и $[\theta]$ - допустими абсолютен и относителен ъгъл на усукване.

При огъване:

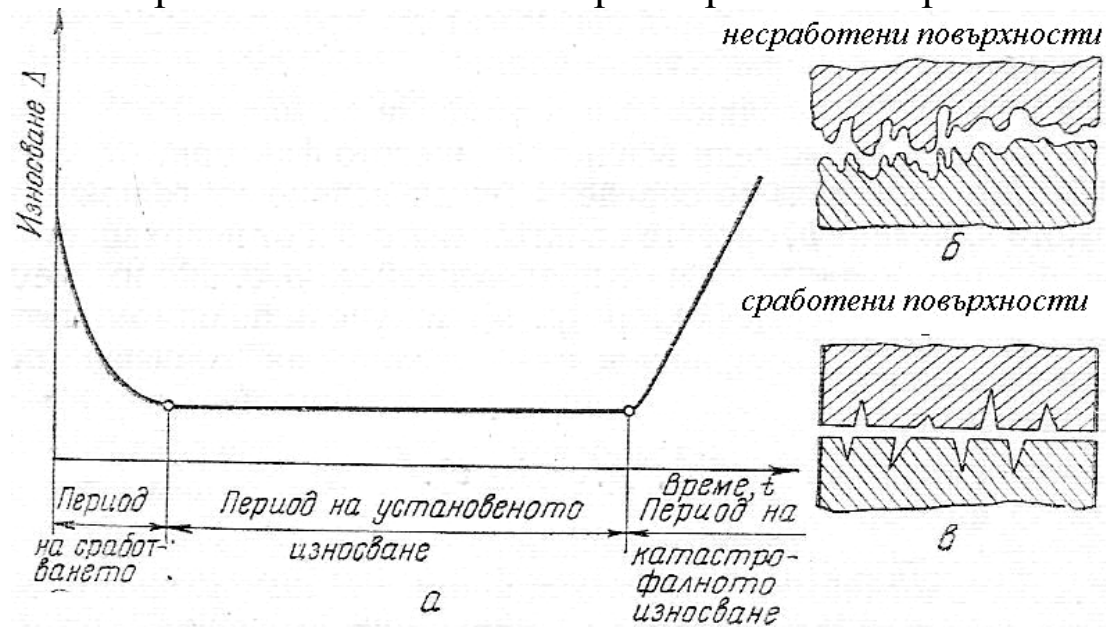
$$f \leq [f]; \quad f/l \leq [f/l]; \quad \max \alpha \leq [\alpha]$$

където: f – максимално провисване; f/l – максимално относително провисване; $\max \alpha$ - максимален ъгъл на завъртане на тангентата на еластичната линия; $[f]$, $[f/l]$, $[\alpha]$ – допустими стойности

6. Основни критерии на работоспособността

6.3. Критерии за износоустойчивост

Износоустойчивостта е способността на детайла да запазва необходимите размери на трите повърхности в течение на времетраенето на работа.



Фиг.1.5.

За намаляване на износването се прилагат различни мерки: **Технологични** – подходящ режим на обработка; **Конструктивни** – избор на материал и мазане; **Експлоатационни** – предпазване от проникване на абразивни частици и други

Износоустойчивостта зависи от:

- Материала;
- Термообработка на повърхността;
- Грапаостта на повърхността;
- Стойността на налягането или контактните напрежения;
- Скоростта на плъзгане;
- Режима на работа.

Изчисляване при условията:

$$p \leq [p]; \quad p.v \leq [p.v];$$

където: p – повърхностно налягане; v – скорост на плъзгане, $p.v$ – нагряване; $[p]$ и $[p.v]$ – допустими стойности

6. Основни критерии на работоспособността

6.4. Критерии за топлинна устойчивост

Това е способността на конструкцията да работи в диапазона от зададени температури за периода на работа.

Прегряването на детайлите е вредно и опасно, защото намалява якостта, влошават се свойствата на смазката, а намаляването на хлабините в подвижните съединения и лагерите може да доведе до заяждане или заклиняване на подвижните части.

За осигуряване на нормални температурни режими на работа се правят топлинни изчисления (например при червячните предавки, плъзгащите лагери и други)

6.5. Критерии за виброустойчивост

Това е способността на конструкцията да работи в режим на циклични натоварвания и далеч от резонансния диапазон.

Вибрациите снижават качествените показатели на работа, като предизвикват променливи напрежения в детайлите. Особено опасни са резонансните трептения. Изчисленията на виброустойчивост се разглеждат в курса по „Теория на трептенията” и се извършват за машината като цяло.

Спазването на горе изредените критерии на работоспособността осигурява надеждността на конструкцията.

7. Надеждност – общи бележки

Надеждността се нарича онова качество на изделието да изпълнява предвидените функции при запазване на експлоатационните показатели в продължение на необходимия период от време или обем работа.

Надеждността може да се определи както за машината като цяло, така и за отделни нейни възли или детайли.

Изчисленията на надеждност се основават на статистически данни.

За оценка на надеждността могат да се изберат показателите като: - срок на работа в часове; брой километри за пробег; брой на отказите.

Ако от 1000 устройства, безотказно са работили 980, то коефициентът на надеждността им е

$$P = 980 / 1000 = 0,98$$

Коефициентът на надеждност за сложно машина или устройство е равен на произведението от коефициентите на надеждност на отделните елементи:

$$P = P_1.P_2.P_3...P_n$$

Колкото повече елементи има едно устройство, толкова е по-малка неговата надеждност.

Възникващите с течение на времето неизправности водят до *частична* или *пълна* загуба на работоспособност.

Лекция 01 - Въведение в дисциплината „Машинни елементи”.

7. Надеждност – общи бележки (продължение)

Интензивност на отказите – броят на отказите за единица време.

Например, ако от 100 устройства за 500 часа работа са отказали 5, то интензивността на отказите е:

$$\lambda = 5 / (100 \cdot 500) = 10^{-4} \text{ [откази/час]}$$

Надеждността на изделието се задава още на етап конструиране, но зависи и от изработката и експлоатацията му

Надеждността на изделието монотонно намалява с времето на работа.

Примери за браншове на машиностроенето, където се изисква производство на високонадеждни машини: - самолетостроене, железопътен транспорт, ядрена енергетика и др.

8. Избор на материал за детайлите на машините

Използват се метали и неметали:

Метали:

Видове	Представители	Някои характеристики
черни	стомана, чугун	Те са основни в машиностроенето: Евтини са Имат сравнително висока якост
цветни	бронз, месинг... леки сплави – алуминиеви, магнizieви и др.	Скъпи са, имат антифрикционни свойства, леко се обработват чрез рязане. Леките сплави (силумин, дурал)имат ниска плътност, подходящи са за отливки понеже са тънколивки

Неметали: - представители на тази група са **пластмасите** (текстолит, найлон 6/10, полиетилен, полиамид и т.н.), **металокерамика, гума, графит** и т.н.

Пластмасите намират все по-голямо приложение. Те имат невисока плътност, устойчивост на корозия. Чрез леене под налягане, пресоване и екструзия се получават детайли със сложна форма и сравнително точни размери. Някои пластмаси имат добри антифрикционни свойства. Използването им води до икономия на цветни материали, намалява масата и цената на изделието

При избора на материал трябва да се отчита:

- Габаритите, масата и формата на детайла;
- Цената и дефицитността на материала;
- Съответствие на свойствата на материала с главния критерий на работоспособността
- Съответствие на свойствата на материала с технологията на изработка (заваряемост, тънколивкост, обработваемост рязане и т.н.)

9. Проектни и проверочни изчисления

Проектни изчисления

Свързани са с определяне на размерите на детайлите по формули, които са в съответствие с главния критерий на работоспособността (якост, коравина, износоустойчивост и т.н.)

Прилага се когато габаритите на конструкцията не са зададени предварително.

Проектните изчисления са основани на ред допускания и затова се явяват предварителни.

Проверочни изчисления

С тях се определят фактическите характеристики на главния критерий на работоспособността и се прави сравнението им с допустимите им стойности.

При проверочните изчисления се определят фактическите напрежения, коефициентът на сигурност, температура, провисвания и деформации.

Проверочното изчисление се явява уточняващо и се провежда, когато формата и размерите са известни от проектното изчисление или са били приети конструктивно.

Машинни елементи – Лекция 02

ЛЕКЦИЯ 02

1-ва част - Съдържание

Разглобяеми съединения.

Клинови и шпонкови съединения – обща характеристика, предимства, недостатъци, видове.

Напречни клинови съединения –

- *образуване , видове;*
- *предназначение;*
- *сили и условия за самозадържане;*
- *изчисляване.*

Съединения с клинови шпонки –

- *предназначение и образуване,*
- *силови съотношения и условие за самозадържане,*
- *видове (фрикционна, плоска, врязана, сегментна, тангенциални),*
- *изчисляване.*

Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, шпонкови, илицеве, профилни, щифтови. 1

Машинни елементи – Лекция 02

Разглобяеми съединения

Съединение – съединението на два и повече машинни елемента.

Видове съединения:

- **Разглобяемо** (или още - освобождаемо) – позволява разединяване на отделните елементи без повреждането им
 - *Примери* - шпонкови, шлицеви и др.
- **Неразглобяемо** (или още неосвобождаемо) – разединяването им е съпроводено с разрушаване поне на един машинен елемент
 - *Примери* - заварени, нитови, запоени и други
- **Полуразглобяеми** (или още – полуосвобождаеми) – това са съединенията с гарантирана стегнатост.

При известни условия могат неколкократно да бъдат освобождавани и създавани наново, без значително намаляване на стегнатостта им.

Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, шпонкови, шлицеви, профилни, щифтови. 2

Машинни елементи – Лекция 02

Клинови и шпонкови напрегнати съединения –

Обща характеристика – разглобяеми са, служат за съединяване на два елемента така, че да може с прости средства лесно и бързо да бъдат разединявани и съединявани, действието им се основава на действието на клина – елемент с наклонени работни повърхности – фиг.2.1.

Напоследък употребата на клиновите съединения е ограничена.

- ***Предимства*** –

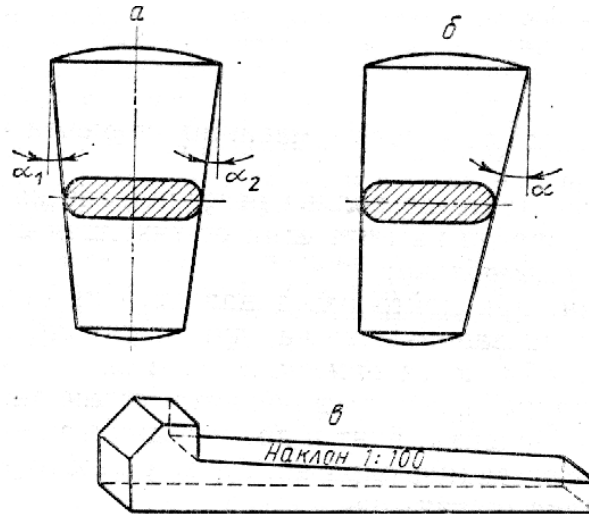
- проста конструкция,
- бързо и лесно разглобяване и сглобяване,
- понасят големи външни товари

- ***Недостатъци*** –

- намаляват товароносимостта поради изрязаните канали причиняващи концентрация на напреженията,
- предизвикват несъосност на съединяваните детайли – оттам поява на центробежни сили предизвикващи допълнително натоварване

Машинни елементи – Лекция 02

Клинови и шпонкови напрегнати съединения



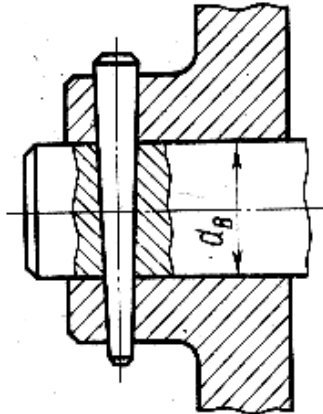
Фиг.2.1. Клинове - а)напречен клин с два наклона; б)напречен клин с един наклон; в)надлъжна клинова шпонка с глава.

Машинни елементи – Лекция 02

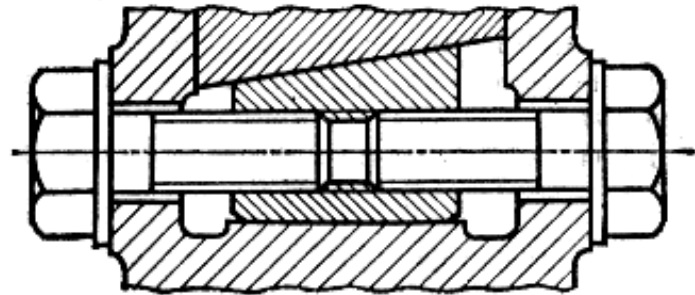
Клинови и шпонкови напрегнати съединения

- *видове.*

- Според предназначението
 - *Силови* – служат за предаване на значителни сили и моменти (фиг.2.2)
 - *Кинематични* – за осигуряване на точно взаимно положение (фиг.2.3)



Фиг.2.2. Силово клиново съединение

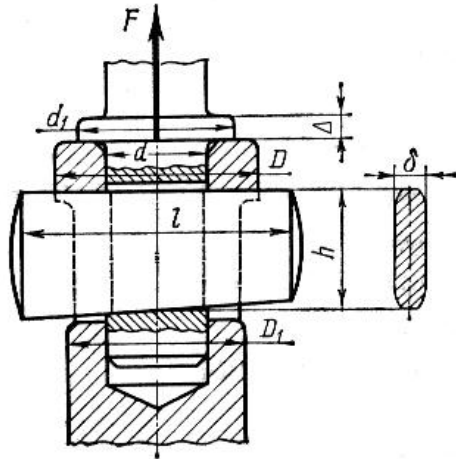


Фиг.2.3. Кинематично клиново съединение – регулиращ клин.

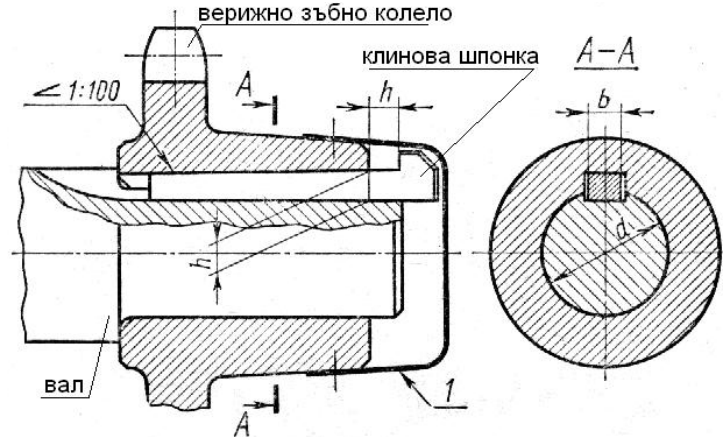
Машинни елементи – Лекция 02

Клинови и шпонкови напрегнати съединения – продължение - видове

- Според взаимното разположение на оста на клина или клиновата шпонка и оста на съединяваните елементи
 - *Напречни клинови и щифтови съединения* (фиг.2.4)
 - *Надлъжни клинови съединения*(фиг.2.5) (*Съединения с клинови шпонки и шпонкови съединения*)



Фиг.2.4. Напречно клиново съединение.

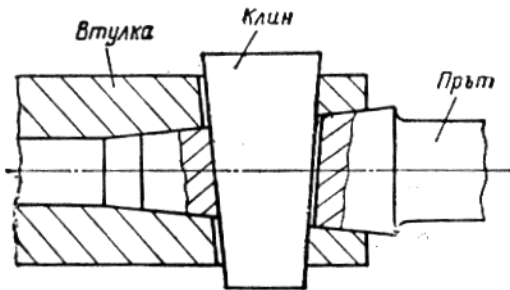


Фиг.2.5. Надлъжно клиново съединение – с клинова шпонка с глава.

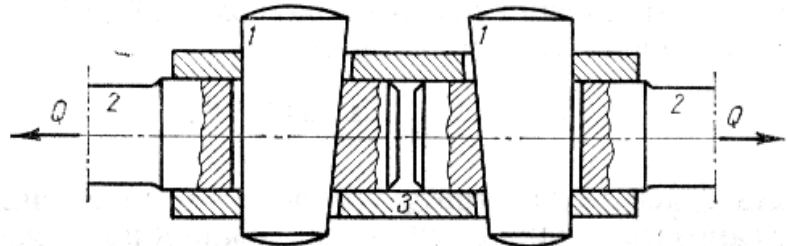
Машинни елементи – Лекция 02

Клинови и шпонкови напрегнати съединения – продължение - видове

- Според начина на създаване на съединението
 - *Предварително напрегнати* – използват се при въздействие на знакопроменливи натоварвания(фиг.2.6.);
 - *Предварително ненапрегнати* – използват се при работа с постоянни натоварвания (фиг.2.7.);



Фиг.2.6. Предварително напрегнато клиново съединение.

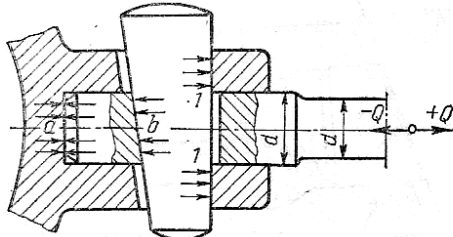


Фиг.2.7. Предварително ненапрегнато клиново съединение.

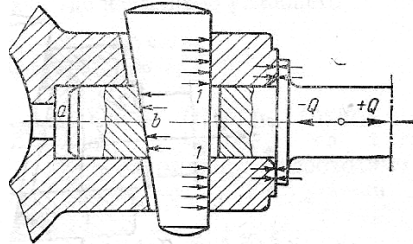
Напречни клинови съединения

Образуване

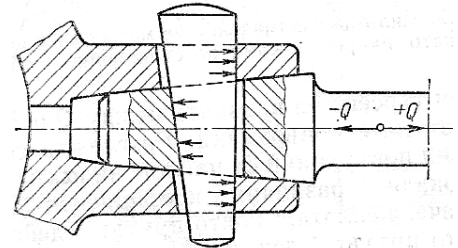
- при тези съединения оста на клина е перпендикулярна на оста на съединяваните елементи;
- размерите на клина и отворите трябва да са такива, че клинът да може да преминава свободно през отворите на съединяваните елементи.



Фиг.2.8.



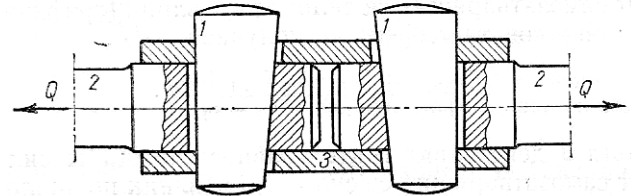
Фиг.2.9



Фиг.2.10.

От фиг.2.8 до фиг.2.10 са показани различни предварително напрегнати напречни клинови съединения.

На фиг.2.11 е представено предварително ненапрегнато съединение.



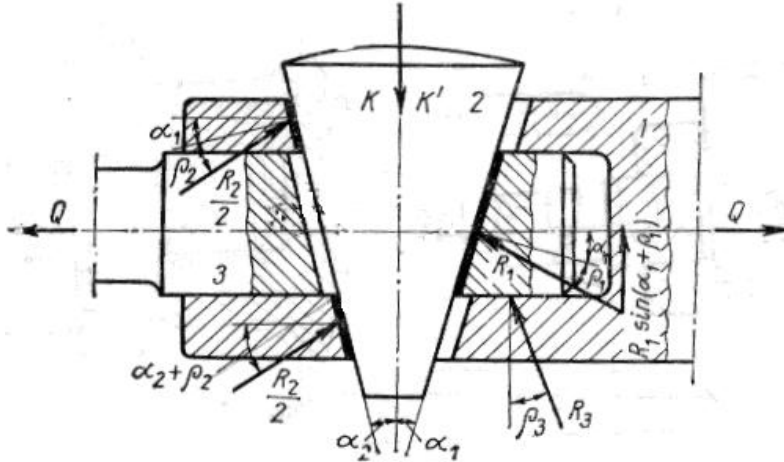
Фиг.2.11.

Предназначение – за осигуряване на осева сила в съединяваните елементи или за поемане на външни сили действащи по оста на тези съединявани елементи.

Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, шпонкови, илищени, профилни, щифтови. 8

Машинни елементи – Лекция 02

Напречни клинови съединения **Сили и условия за самозадържане**



Фиг. 2.12. Сили на взаимодействие между елементите на напречно клиново съединение.

Q – външна сила;
 K – сила за създаване на съединение;
 K' – необходима **задържача сила** за да не се освободи само съединението
 R_1, R_2 и R_3 – опорни реакции;
 α_1 и α_2 – геометрични ъгли на клина
 ρ_1 и ρ_2 – ъгли на триенето

От равновесието на силите K', R_1, R_2 и R_3 следва:

$$K' = Q \frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \rho_1 - \rho_2) \cdot \cos \rho_3}{\cos(\alpha_2 - \rho_2) \cdot \cos(\alpha_1 - \rho_1 - \rho_2)}$$

От условието да не е необходима сила K' , а именно $K' \leq 0$, следва **условието за самозадържане**:

$$\alpha_1 + \alpha_2 \leq \rho_1 + \rho_2, \tag{2.1}$$

Машинни елементи – Лекция 02

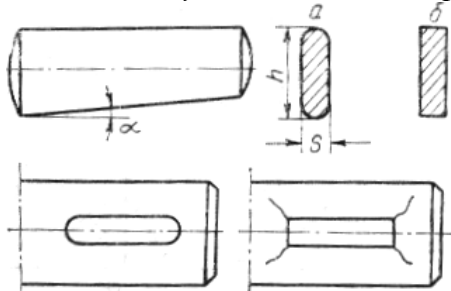
Напречни клинови съединения

Сили и условия за самозадържане - продължение

Тъй като клиновете се изработват най-често с едностранно скосяване (фиг.2.13), т.е. $\alpha_1 = \alpha$ и $\alpha_2 = 0$, а освен това коефициентите на триене за материалите на трите елемента от съединението са еднакви $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, то за такива най-често срещани напречни клинови съединения условието за самозадържане е:

$$\alpha \leq 2 \cdot \rho \quad (2.2)$$

Условие за самозадържане – за да бъде клинът самозадържащ, ъгълът при върха му трябва да е по-малък от удвоения ъгъл на триенето.



Фиг. 2.13. Форми на напречните клинове и прорезите за тях

За силови клинови съединения се употребяват клинове с наклон 1:100; 1:40; 1:30.

За кинематични – с наклон 1:10, 1:6, 1:4.

За ъглите на триенето в литературата се дават за стомана върху стомана следните данни:

За сухи повърхнини: При покой $\rho = 8,5^\circ$ ($\mu = 0,15$)

При движение $\rho = 5,7^\circ$ ($\mu = 0,10$)

За омазнени повърхнини: При покой $\rho = 5,7^\circ$ ($\mu = 0,10$)

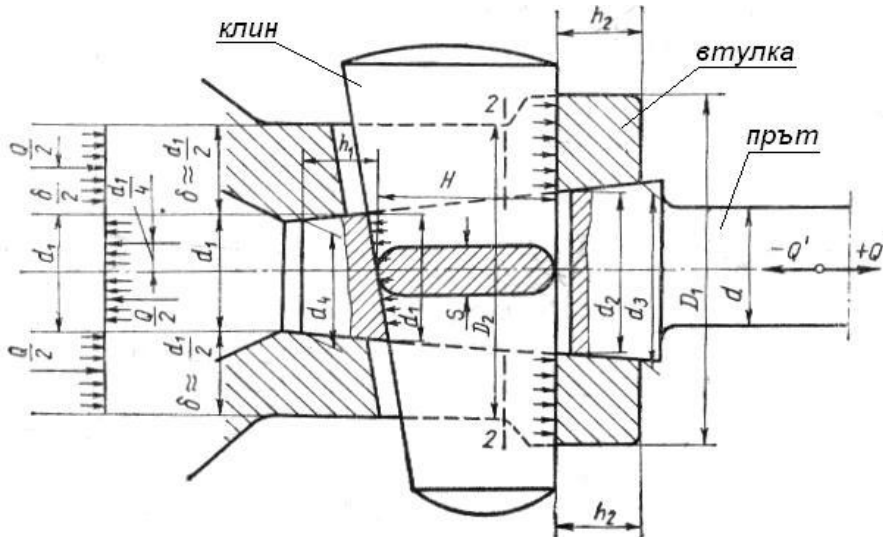
При движение $\rho = 2,85^\circ$ ($\mu = 0,05$)

Машинни елементи – Лекция 02

Напречни клинови съединения

Изчисляване

* на клина



Фиг.2.14. Изчислителна схема.

Опростяващи приемания:

- 1) $D_1 = D_2$;
- 2) Силите се разпределят равномерно.
- 3) Клинът е добре пасван в гнездото си.
- 4) Той е призматичен и с правоъгълно сечение, т.е. пренебрегват се наклоните на стените ($d_1 = d_2$) и закръгленията на ръбовете му.
- 5) Ако по оста действа знакопроменлива сила Q' , то изчислението се извършва с:
$$Q' = (1,25 \div 1,50) \cdot Q \quad (2.3)$$

Клинът е подложен на огъване и контактното налягане (смачкване) по контактните повърхнини.

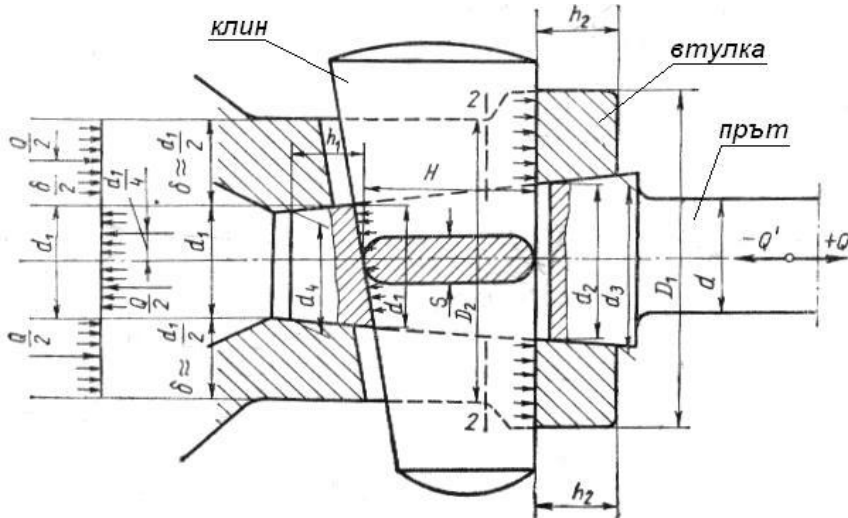
Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, шпонкови, илищени, профилни, щифтови. 11

Машинни елементи – Лекция 02

Напречни клинови съединения

Изчисляване

* на клина



Фиг.2.14. Изчислителна схема.

На огъване:

Огъващият момент е

$$M_{oz} = \frac{Q}{2} \left(\frac{D_1 + d_1}{4} \right) - \frac{Q}{2} \cdot \frac{d_1}{4} = \frac{Q \cdot D_1}{8}$$

От:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_y} = \frac{Q \cdot D_1 \cdot 6}{8 \cdot H^2 \cdot S} \leq [\sigma] \Rightarrow$$

Трябва:

$$H^2 \cdot S \geq \frac{3}{4} \cdot \frac{Q \cdot D_1}{[\sigma]} \quad (2.4)$$

На практика се приема:

$$S = (1/4 \div 1/3) \cdot d_1 \quad \text{и} \quad H \approx 2,5 \cdot S$$

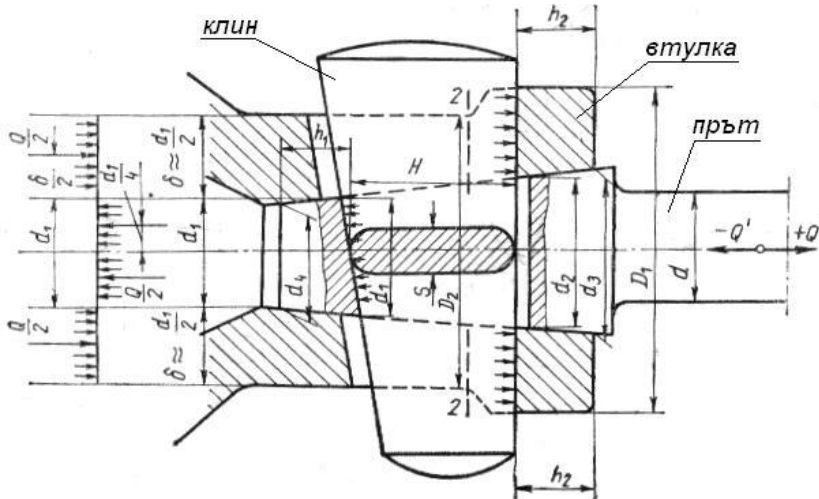
и чрез условие (2.4) се прави проверка

Машинни елементи – Лекция 02

Напречни клинови съединения

Изчисляване

* на клина



Фиг.2.14. Изчислителна схема.

На смачкване:

- между клина и пръта

$$\sigma_{см} = Q / (d_1 \cdot S) \leq [\sigma_{см}] \quad (2.5)$$

- между клина и втулката

$$\sigma_{см} = Q / [(D_1 - d_2) \cdot S] \leq [\sigma_{см}] \quad (2.6)$$

Допустими напрежения:

Клинът се прави от стомана с $\sigma_B = 600$ [MPa]

-на огъване $[\sigma_{ог}] = 150 \div 200$ [MPa]

-на смачкване - а) при стомана по стомана $[\sigma_{ог}] = 150 \div 200$ [MPa]; б)

при стомана по лята стомана $[\sigma_{ог}] =$

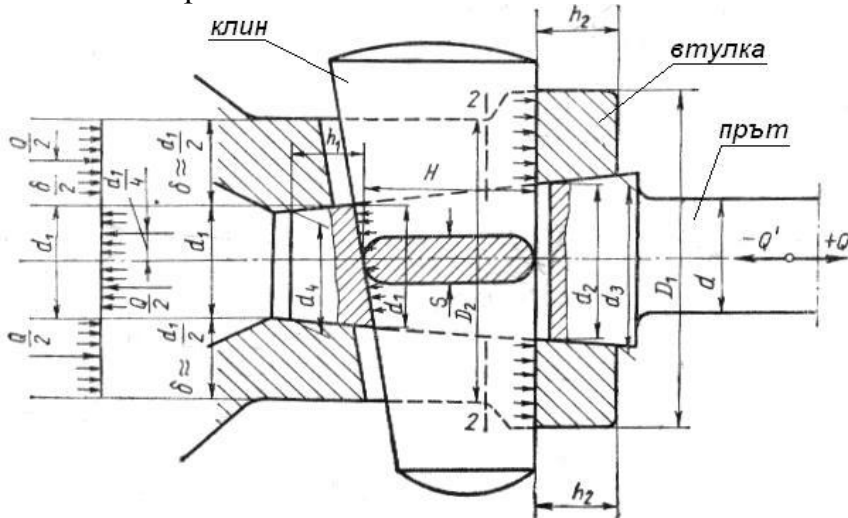
80 ÷ 100 [MPa]; в) при стомана по

чугун $[\sigma_{ог}] = 60 \div 80$ [MPa].

Напречни клинови съединения

Изчисляване

* на пръта



Фиг.2.14. Изчислителна схема.

На опън:

$$\sigma_{оп} = Q / [(\pi \cdot d_1^2) - S \cdot d_1] \leq [\sigma_{оп}] \quad (2.7)$$

На срязване:

$$\tau_{ср} = Q / \{2 \cdot [(d_1 + d_4) / 2] \cdot h_1\} \leq [\tau_{ср}] \quad (2.8)$$

Определя се h_1

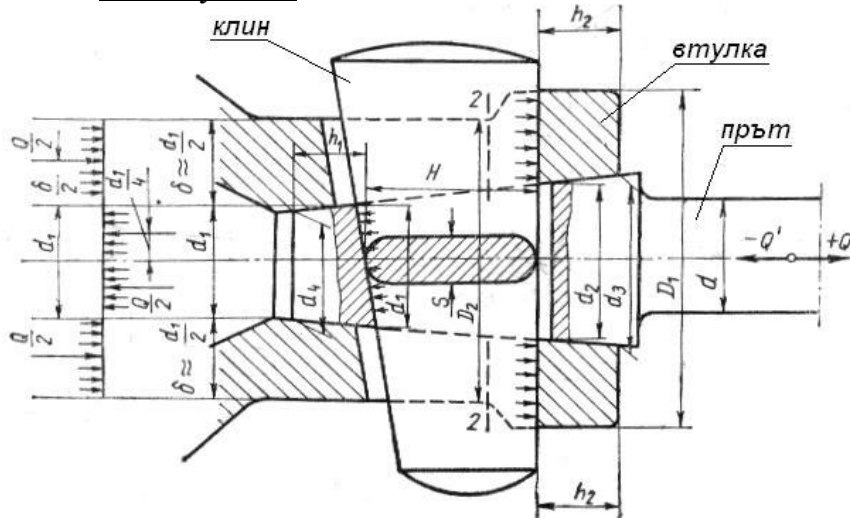
На смачкване(по формула (2.5)):

$$\sigma_{см} = Q / (d_1 \cdot S) \leq [\sigma_{см}] \quad (2.5)$$

Напречни клинови съединения

Изчисляване

* на втулката



Фиг.2.14. Изчислителна схема.

На смачкване(по формула (2.6)):

$$\sigma_{см} = Q / [(D_1 - d_2) \cdot S] \leq [\sigma_{см}] \quad (2.6)$$

На опън:

$$\sigma_{оп} = Q / [\pi \cdot (D_2^2 - d_2^2) / 4 - (D_2 - d_2) \cdot S] \leq [\sigma_{оп}]$$

На срязване:

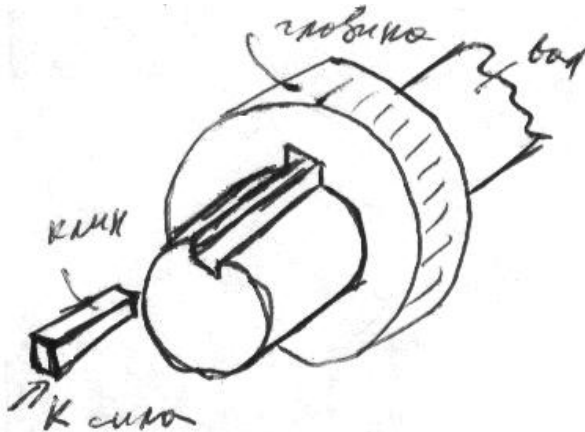
$$\tau_{ср} = Q / \{2 \cdot [D_1 - (d_3 + d_2) / 2] \cdot h_2\} \leq [\tau_{ср}]$$

Определя се h_2

Тъй като на практика се избира $h_2 = h_1$, то горното условие служи само за проверка.

Машинни елементи – Лекция 02

Съединения с клинови шпонки – Предназначение и образуване



Фиг. 2.15.

Служат за съединяване на два елемента (**вал и главина**) с цел пренасяне на въртящ момент и малки осови сили от единия към другия елемент.

Тези съединения са разглобяеми

Когато за създаване на съединението шпонката се набива в осово направление със сила K (фиг.2.15) – съединението е с **набивна шпонка**.

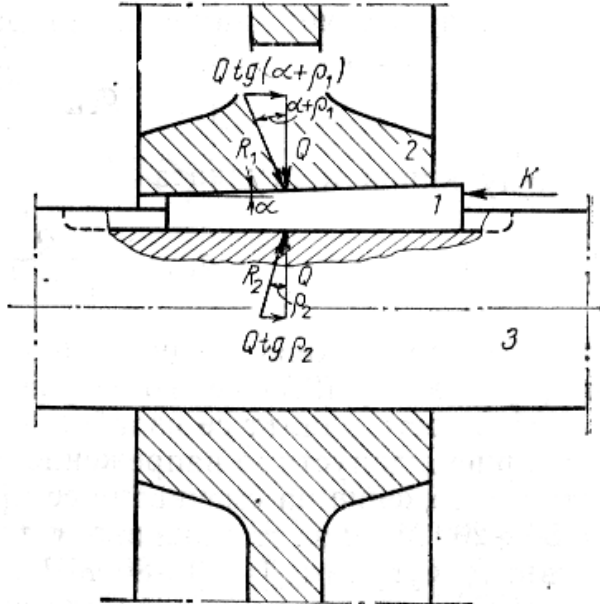
Когато съединението се създава като шпонката и вала са неподвижни, а осово се набива главината – то съединението се нарича с **вложена клинова шпонка**.

Съединенията с клинови шпонки са по правило предварително напрегнати.

Машинни елементи – Лекция 02

Съединения с клинови шпонки –

Силови съотношения и условие за самозадържане



Фиг.2.16. Съединение с надлъжна клинова шпонка: 1) шпонка; 2) главина; 3) вал

При набиване на шпонката 1 със сила K между нейните горна и долна работни повърхнини и главината 2 и вала 3 (при отчитане на триенето) се пораждат съответно реакциите R_1 и R_2 .

За създаване на радиална сила Q на притискане сила е необходима силата K за набиване:

$$K = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + Q \cdot \operatorname{tg} \rho_2$$

Силата K' , която няма да позволи клинът да излезе от леглото си, се определя от израза:

$$K' = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - Q \cdot \operatorname{tg} \rho_2$$

За да остане клинът на местото си, без необходимост от прилагане за външна задържаща сила K' , трябва да е изпълнено:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - \operatorname{tg} \rho_2 \geq 0$$

Откъдето **условието за самозадържане** става:

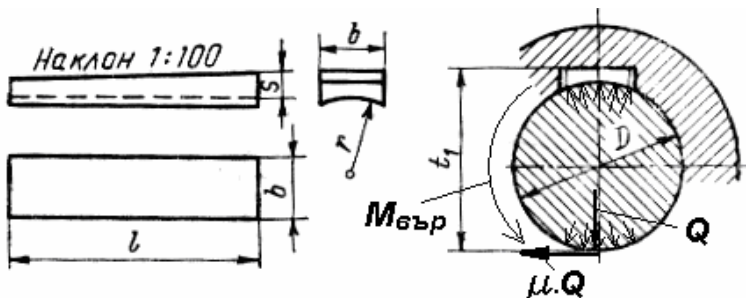
$$\alpha \geq \rho_1 + \rho_2$$

Машинни елементи – Лекция 02

Съединения с клинови шпонки –

Видове – а) фрикционна (вдлъбната) шпонка

Работни повърхнини (фиг.2.17) на шпонката са вдлъбнатата с $r \leq D/r$, с която тя се допира фрикционно по цилиндричната повърхност на вала, и срещуположната ѝ с наклон 1:100, чрез която тя се заклинва в наклоненото дъно на канала в главината.



Фиг.2.17. Вдлъбната клинова шпонка.

Пренасяният въртящ момент е от силите на триене $M_{тр}$. Тази шпонка се използва за пренасяне на малки въртящи моменти $M_{вър}$ и тогава, когато не са от критично значение случайни превъртания на вала спрямо главината.

$$M_{тр} = \mu \cdot Q \cdot D \geq M_{вър}$$

Големината на пренасяния въртящ момент е около $\frac{1}{4}$ от момента, който валът може да пренесе:

$$M_{вал} \leq 0,2 \cdot D^3 \cdot [\tau_{yc}], \quad \text{където } [\tau_{yc}] \text{ е допустимото тангенциално напрежение на усукване за вала.}$$

Предимството е, че не се налага да се прави канал във вала и съединяването може да стане на произволно място на вала.

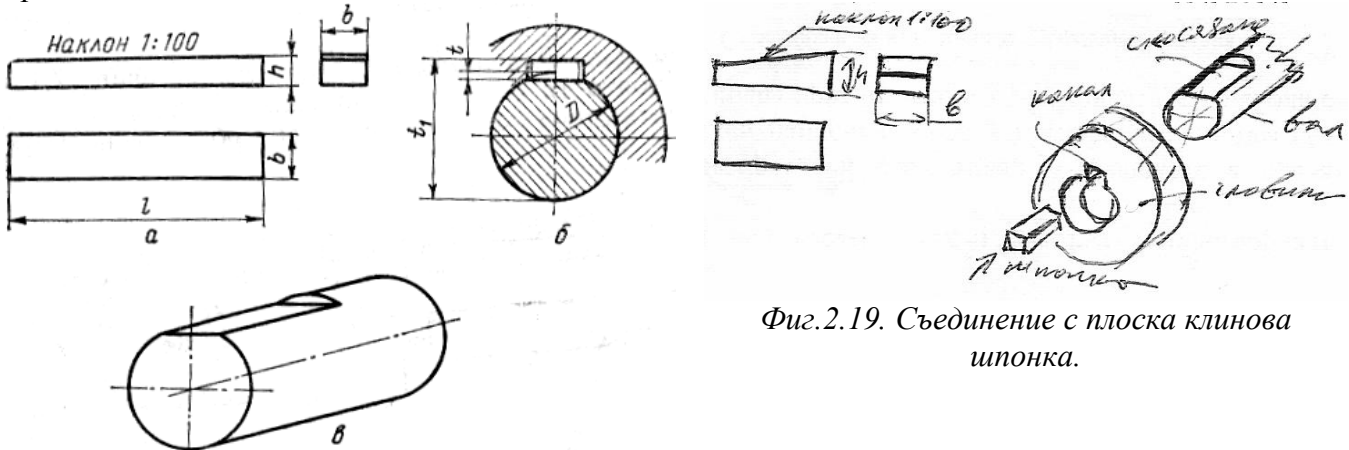
Лекция 02 – Разгледани съединения – клинови, шпонкови, илищени, профилни, шифтови. 18

Машинни елементи – Лекция 02

Съединения с клинови шпонки –

Видове – б) плоска клинова шпонка

За образуване на съединение (фиг.2.18-в, фиг.2.19) с плоска клинова шпонка (фиг.2.18-а) на вала (фиг.2.18-в) се прави надлъжно скосяване, за да може шпонката да се допре до него по цялата си ширина. Това съединение е по-сигурно от съединението с фрикционна клинова шпонка. Съединението може да пренесе до 40% от момента, който валът с този диаметър може да пренесе.



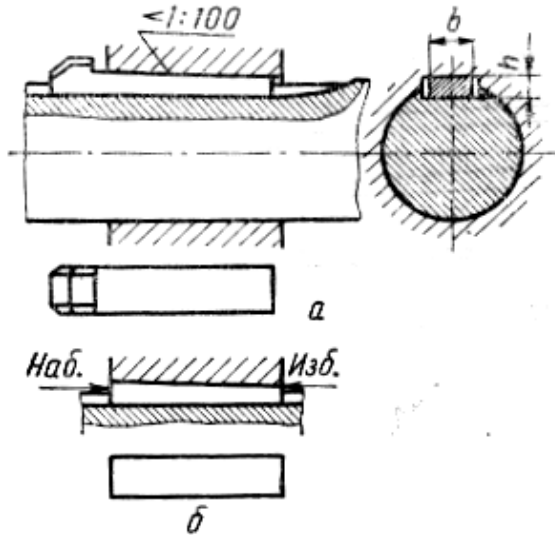
Фиг.2.18. Съединение с плоска клинова шпонка.

Фиг.2.19. Съединение с плоска клинова шпонка.

Машинни елементи – Лекция 02

Съединения с клинови шпонки –

Видове – в) врязана (жлебова) клинова шпонка



Фиг.2.20. Съединение с врязана (жлебова) клинова шпонка.

Тук (фиг.2.20) клиновата шпонка се набива в канал изрязан както в главината, така и във вала, така че половината от височината ѝ остава във вала, а другата половина – в канала на главината.

Избиването става от обратната страна на набиването.

Ако обратната страна е недостъпна за избиване – то се използва т.нар. носов клин (клин с глава).

Трябва да се предвиди обезопасяване на стърчащите части – виж детайл 1 (чаша) от фиг.2.5.

Каналът в главината се прави с наклон, а този във вала – без.

Правят се такива шпонки и без „нос“ („глава“), но трябва да се осигури избиване от обратната страна.

Пренасянето на момент тук става не само от силите на триене, но и от силите на натиск по страничните повърхнини на клина.

Машинни елементи – Лекция 02

Съединения с клинови шпонки –

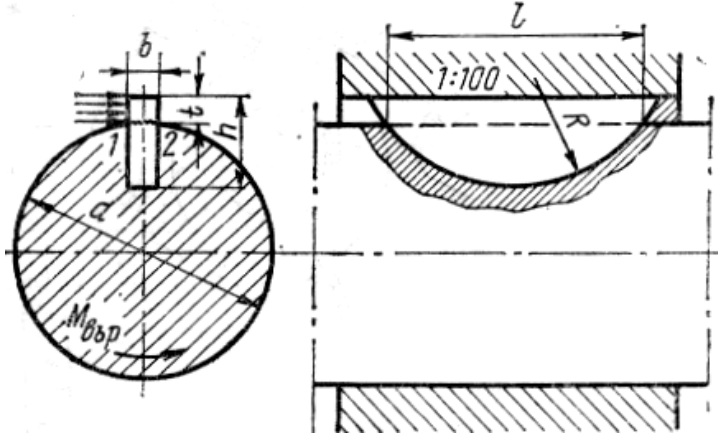
Видове – в) сегментна клинова шпонка

Шпонката има формата на кръгов сегмент.

От разгледаните дотук тя намира най-широко приложение – за закрепване на малки зъбни колела и други части в металорежещите машини и автомобилостроенето.

Предимства – евтина, с проста форма, нагажда се в канала на вала.

Недостатък – необходимостта от дълбок канал във вала, който го отслабва.



Фиг.2.21. Сегментна клинова шпонка.

Изчисляване:

- На срязване:

$$\tau_{cp} = \frac{2.M_{вър}}{d.b.l} \leq [\tau_{cp}]$$

- На огъване в сечение 1-2:

$$\sigma_{ог} = \frac{12.t.M_{вър}}{b^2.d.l} \leq [\sigma_{ог}];$$

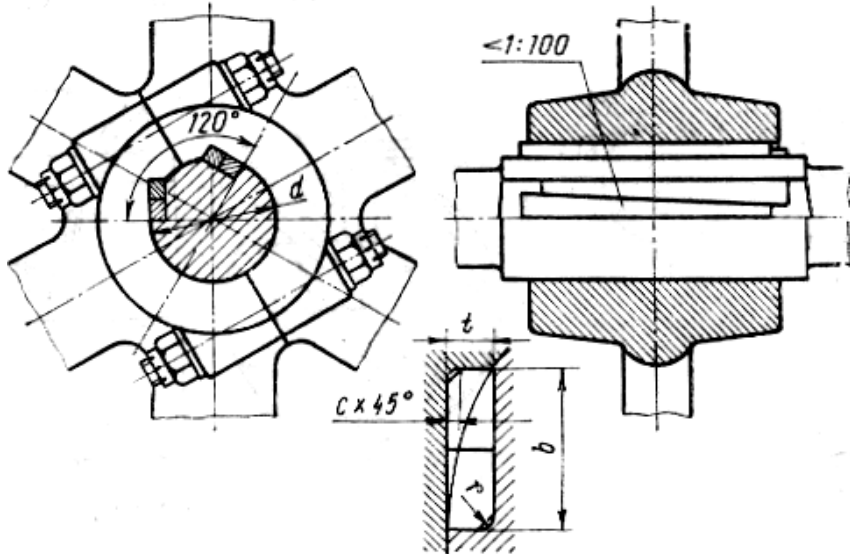
- На смачкване по страничната повърхност:

$$\sigma_{см} = \frac{2.M_{вър}}{d.l.t} \leq [\sigma_{см}]$$

Машинни елементи – Лекция 02

Съединения с клинови шпонки –

Видове – г) тангенциални клинови шпонки



Състоят се от два клина с едностранен наклон от 1:100.

Работят с тесните страни. Въвеждат се с удар.

Образуват напрегнато съединение.

Напрегнатостта е в тангенциално направление.

Прилагат се за валове с $\varnothing > 60\text{mm}$ при предаване на знакопроменливи въртящи моменти.

В съединението се слагат два чифта тангенциални шпонки под 120° .

Фиг.2.22. Съединение с тангенциални клинови шпонки.

Общ недостатък на клиновите шпонки е, че внасят допълнителен ексцентрицитет между вала и главината.

Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, шпонкови, илицеве, профилни, щифтови. 22

Машинни елементи – Лекция 02

Шпонкови ненапрегнати, зъбни, профилни и щифтови съединения

II-ра част - Съдържание

Шпонкови ненапрегнати съединения –

- Определение и видове,
- Изчисляване.

Зъбни (шлицови) съединения –

- Определение,
- Предназначение,
- Видове и конструкция,
- Предимства и недостатъци,
- Якостно изчисляване.

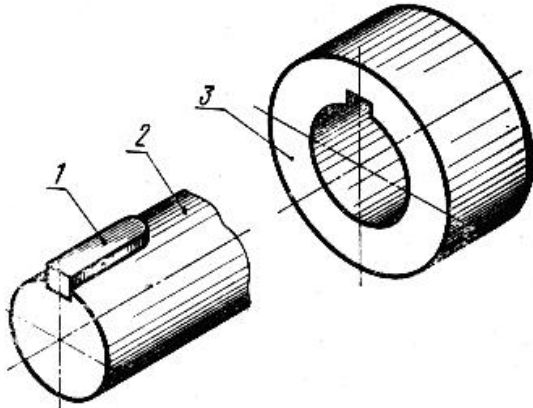
Профилни съединения.

Щифтови съединения –

- Предназначение и видове;
- Изчисляване,
- Примери за приложение

Машинни елементи – Лекция 02

Шпонкови ненапрегнати съединения – Определение



Фиг.3.1.

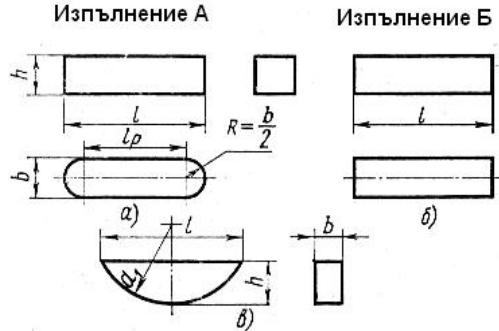
Състоят се (фиг.3.1.) от вал 2, шпонка 1 и главина 3.

Служат за предаване на въртящ момент.

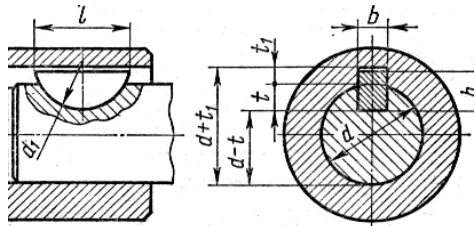
Не са предназначени за поемане на аксиални сили.

Машинни елементи – Лекция 02

Шпонкови ненапрегнати съединения – Видове



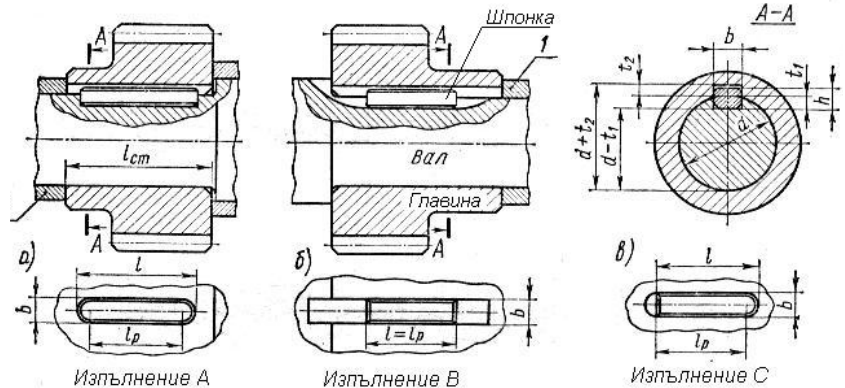
Фиг.3.2. Видове шпонки.



Фиг.3.3. Съединение със сегментна шпонка.

Шпонковите ненапрегнати съединения се делят на такива с:

- Сегментни шпонки - фиг.3.2-в, фиг.3.3;
- Призматични шпонки – те биват със:
 - Закръглени краища – фиг.3.2-а и фиг.3.4-а;
 - Прави краища - фиг.3.2-б и фиг.3.4-б;
 - С по един прав и закръглен край - фиг.3.1 и фиг.3.4-в;



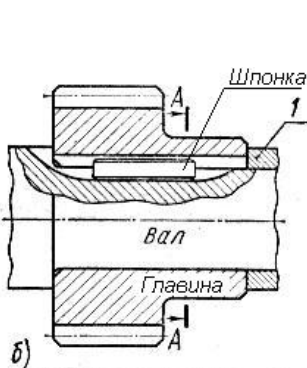
Фиг.3.4. Съединения с призматични шпонки.

Машинни елементи – Лекция 02

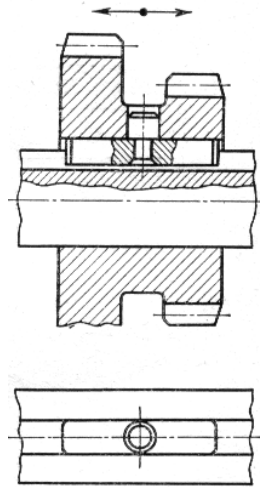
Шпонкови ненапрегнати съединения – Видове

Според предназначението си призматичните шпонки се делят на:

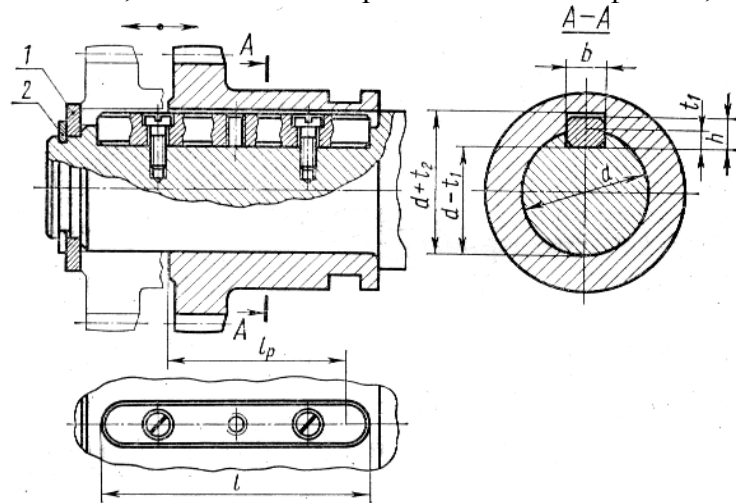
- Обикновени – за предаване на въртящ момент – фиг.3.5;
- Плъзгащи – за направляване на главината, закрепени са към главината - фиг.3.6;
- Направляващи – за направляване на главината, шпонките са закрепени към вала -фиг.3.7;



Фиг.3.5.Обикновени



Фиг.3.6.Плъзгащи



Фиг.3.7.Направляващи шпонки

Машинни елементи – Лекция 02

Шпонкови ненапрегнати съединения – шпонки и канали

Призматичните шпонки се изработват с правоъгълно сечение с отношение на височината към широчината 1:1 за валове с малки диаметри, до 1:2 – за валове с големи диаметри.

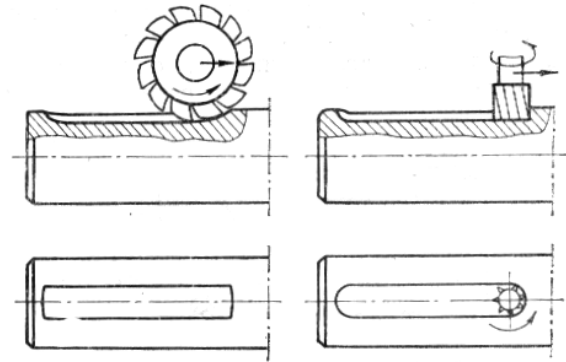
Обикновените шпонки се поставят плътно в каналите.

Начини за изработка на каналите:

- Тези във вала – чрез дискова или палцова фреза съответно фиг.3.8 (отляво) и фиг.3.8 (отдясно);
- Тези в главината – чрез протегляне или дълбане.

Обикновено шпонковите ненапрегнати съединения са с една шпонка. При ниска товароносимост

- се използват две шпонки през 180° ;
- или се увеличава дължината на главината и шпонката.



Фиг.3.8.Изработване във вал на канали за шпонка.

При две шпонки за изчисляване на всяка от тях се приема, че тя пренася $\frac{3}{4}$ от въртящия момент.

Машинни елементи – Лекция 02

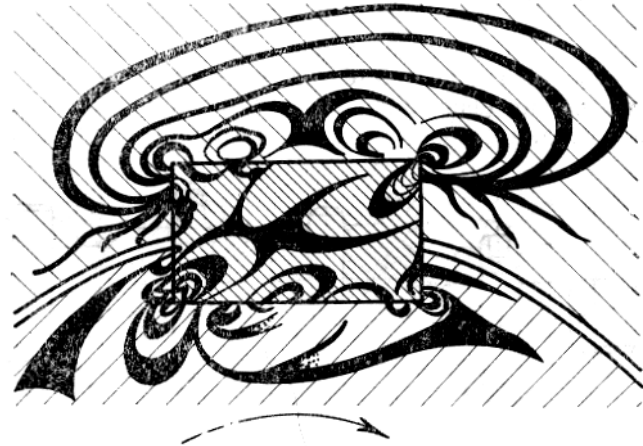
Шпонкови ненапрегнати съединения – Предимства и недостатъци

Предимства:

- Опростена конструкция;
- Евтини за изработване;
- Лесен монтаж и демонтаж.

Недостатъци:

- Отслабват вала и главината;
- Каналите са източници на концентрация на напрежения – фиг.3.9.



Фиг.3.9.Разпределение на напреженията в шпонково съединение.

Машинни елементи – Лекция 02

Шпонкови ненапрегнати съединения – Изчисляване

Основен критерий на работоспособност – якостта им.

Въртящият момент $M_{вър}$ се пренася чрез страничните страни на шпонката.

На смачкване

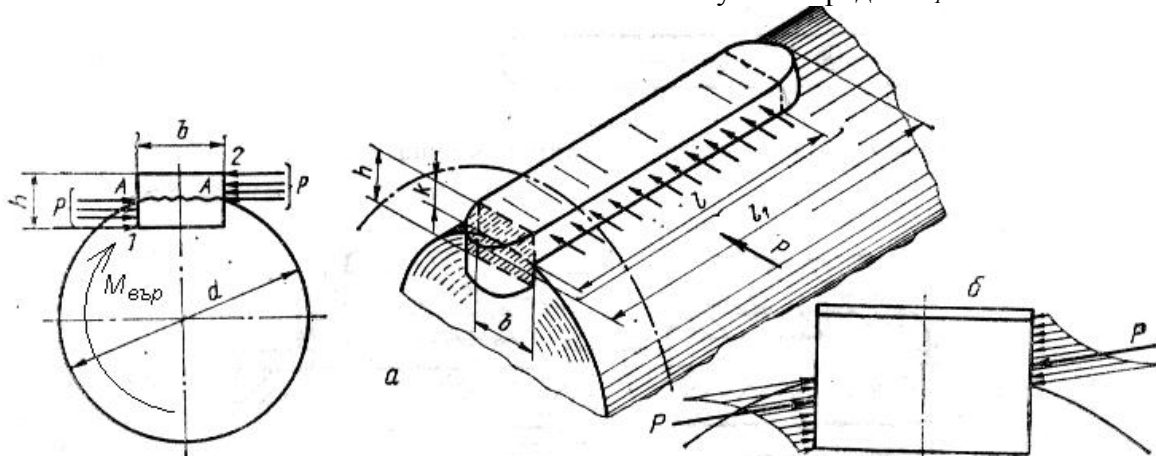
$$\sigma_{см} = 2.M_{вър} / (d.l.k) \leq [\sigma_{см}] \quad (3.1)$$

Където: $k = 0,4.h$; l – дължина на контактната площ на шпонката. Оттук се определя l .

На срязване:

$$\tau_{ср} = 2.M_{вър} / (d.b.l_1) \leq [\tau_{ср}] \quad (3.2)$$

Където: l_1 – обща дължина на шпонката. Оттук се определя l_1

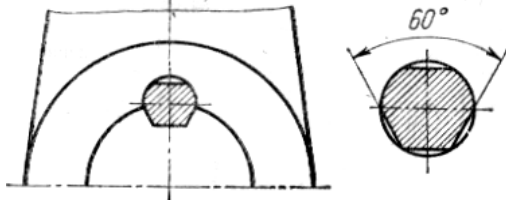


Фиг.3.10. Натоварване на шпонката.

Машинни елементи – Лекция 02

Шпонкови ненапрегнати съединения – Изчисляване, Допустими напрежения

При предаване на въртящ момент шпонката се стреми да се завърти в леглото си (фиг.3.10-б).



Фиг.3.11. Шестостенна шпонка.

Против такова завъртане понякога се прилагат:

- т.нар. шестостенни шпонки (фиг.3.11)
- или призматичната шпонка се закрепва с винтове към вала (фиг.3.7)

Сегментните (фиг.3.3) ненапрегнати шпонки се изчисляват по същата методика както напрегнатите.

Материали и допустими напрежения

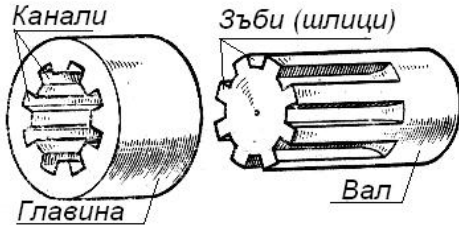
За материал на шпонката се използва валцувана стомана с якост на опън $\sigma_B \geq 600$ МПа. За специални шпонки се използват и легирани стомани.

Таблица 3.1. Допустими напрежения за материала на шпонката

Вид на съединението	Материал на главината	[$\sigma_{см}$], МПа		[τ_B], МПа	
		натоварване		натоварване	
		спокойно	ударно	спокойно	ударно
Неподвижно	стомана	150	80	120	54
Неподвижно	чугун	80	27	-	-
Подвижно	стомана	50	20	-	-

Машинни елементи – Лекция 02

Зъбни (шлицови) съединения – Определение, предназначение , видове...



Фиг. 3.12. Зъбно съединение.

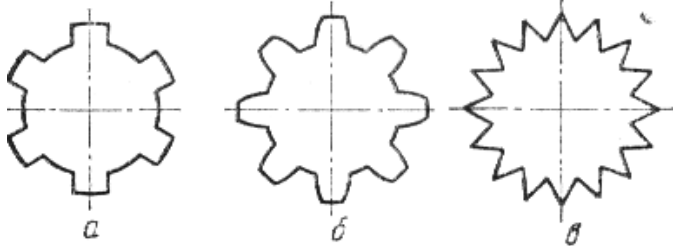
Зъбните (шлицовите) съединения се образуват с помощта на надлъжни по оста на вала издатини (зъби, шлицы) и съответни падини (канали) в главината (фиг.3.12).

Работните повърхности са страничните стени на зъбите.

Служат:

- за предаване на въртящ момент
- за осеви направляващи

Видове според формата на напречното сечение на зъба:



Фиг.3.13. Форма на шлиците.

- С **правоъгълни зъби** – фиг.3.13-а;
- С **еволвентни зъби** – фиг.3.13-б;
- С **триъгълни зъби**– фиг.3.13-в.

В зависимост от диаметъра на вала, броя на зъбите и височината им според БДС 1082-64 са стандартизирани три серии – **лека**, **средна** и **тежка**.

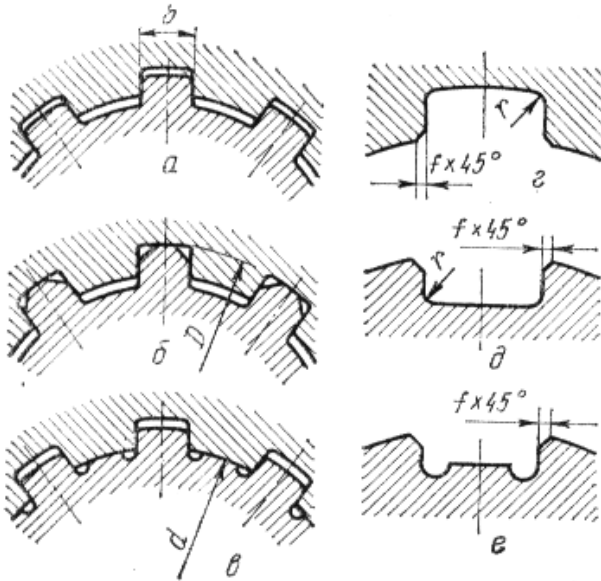
Най-широко разпространени са тези с правоъгълни шлицы – от 80% до 90%.

Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, ипонкови, илицеви, профилни, щифтови. 31

Машинни елементи – Лекция 02

Зъбни (шлицови) съединения – Определение, предназначение , видове...

Начини на осигуряване на центроването на вала-главина при съединенията с правоъгълни зъби:



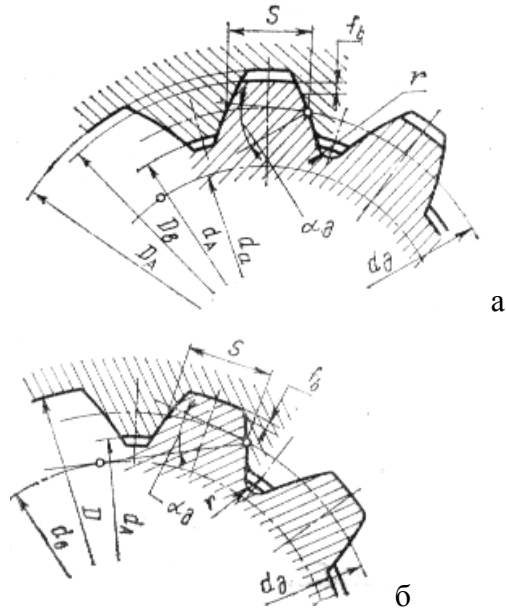
Фиг. 3.14. Центровка на зъбно съединение.

- **По страничните стени** (фиг.3.14-а) – осигуряват най-добро разпределение на натоварването, но не и точна центровка (съосност). Приложение – при предаване на големи въртящи моменти и при ниски скорости на въртене;
- **По външния диаметър на вала и страничните стени на зъбите** (фиг.3.14-б) – 80% от всички зъбни съединения са по тази схема. Приложение – при повишени изисквания за съосност обусловени от кинематични и динамични условия на работа.
- **По вътрешния диаметър на главината и страничните стени на зъбите** (фиг.3.14-в). Приложение – при повишени изисквания за съосност обусловени от кинематичните и динамичните условия на работа.

Машинни елементи – Лекция 02

Зъбни (шлицови) съединения – Определение, предназначение , видове...

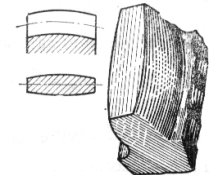
Еволвентни зъбни съединения – фиг.3.15.



Фиг.3.15. Центроване на еволвентни зъбни съединения

- Те са най перспективни,
- Имат проста технология (комплект фрези с прав режещ ръб за нарязване на валове, протяжки за главината (протяжките тук са малко по-скъпи от тези за правоъгълните).
- Осигуряват висока товароносимост (поради одебеляване на зъба в основата и ниското ниво на концентрации на напреженията);
- Центроването става по еволвентната повърхност (фиг.3.15-а) , рядко – и по външния диаметър на вала (фиг.3.15-б).

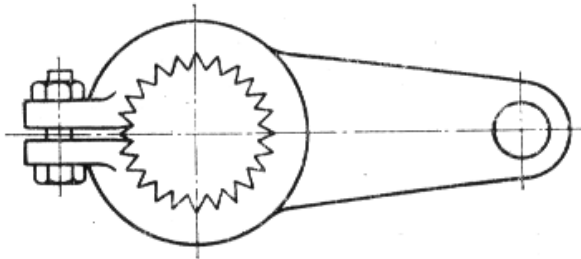
При използване на еволвентно зъбно съединение за зъбен съединител се прилагат зъби с дъгообразна форма, за осигуряване на ъгловите отклонения на осите на съединяваните валове



Машинни елементи – Лекция 02

Зъбни (шлицови) съединения – Определение, предназначение , видове...

Рифелово (ситно зъбно) съединение (фиг.3.16) - това е ситно зъбно неподвижно съединение с триъгълен профил.



Фиг.3.16. Рифелово (ситно зъбно) съединение.

Използва се

- за неподвижни зъбни съединения
- при малък въртящ момент

Прилага се често в мотоциклети, мотопеди и велосипеди - например при закрепване на манивелата.

Машинни елементи – Лекция 02

Зъбни (шлицови) съединения – Предимства и недостатъци

Предимства:

- Добро радиално центроване и осово направляване;
- Намален брой детайли в съединението;
- При еднакви габарити с шпонковото позволяват по-голям въртящ момент $M_{вър}$;
- Висока надеждност при реверсивни и динамични натоварвания;
- Валът се отслабва незначително и якостта му е равна на гладък вал с диаметър равен на вътрешния;
- Малка осова дължина на главината е достатъчна за пренасяне на въртящия момент.

Недостатъци:

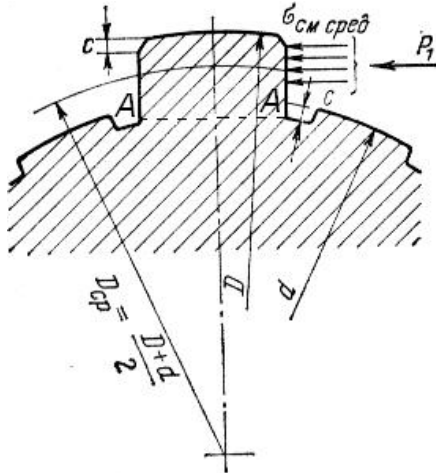
- По сложна технология и по-висока цена в сравнение с шпонковите.

Машинни елементи – Лекция 02

Зъбни (шлицови) съединения – Изчисляване

Основният критерий за изчисляване е якостният.

Основното изчисление е на смачкване, като има и проверочни изчисления на огъване и срязване на сечението А-А в основата на зъба.



Фиг.3.17.

Натоварването на един зъб е:

$$P_{вър} = (2 \cdot M_{вър}) / (D_{cp} \cdot \psi \cdot z) \quad (3.3)$$

Където : $\psi = 0,7 \div 0,8$ е коефициент на неравномерно разпределение на натоварването по зъбите; $D_{cp} = (D + d)/2$ - среден диаметър ; z – брой зъби.

Изчисление на смачкване:

$$\sigma_{см} = 2 \cdot M_{вър} / (D_{cp} \cdot \psi \cdot z \cdot A_{см}) \leq [\sigma_{см}] \quad (3.4)$$

Където: $A_{см}$ – площ на смачкване.

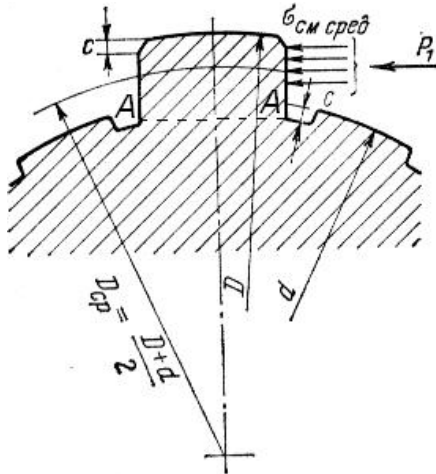
$$\text{За правоъгълни зъби: } A_{см} = [(D - d)/2 - 2 \cdot c] \cdot l_p \quad (3.5)$$

$$\text{За еволвентни зъби: } A_{см} = 0,8 \cdot m \cdot l_p \quad (3.6)$$

Като: m – модул на зъбното еволвентно съединение; l_p – работна аксиална дължина.

Машинни елементи – Лекция 02

Зъбни (шлицови) съединения – Изчисляване



Фиг.3.17.

Изчисление на огъване (проверочно):

$$\sigma_{ог} = M_{ог} / W_{ог} \leq [\sigma_{ог}]$$

Като заместим горе c – виж формула (3.3):

$$M_{ог} = P \cdot h = (2 \cdot M_{вър} / D_{cp}) \cdot h ;$$

$$W_{ог} = (l_p \cdot b^2) / 6 ;$$

се получава (b е ширина на зъба – виж фиг.3.14):

$$\sigma_{ог} = (12 \cdot h \cdot M_{вър}) / (\psi \cdot z \cdot l_p \cdot b^2 \cdot D_{cp}) \leq [\sigma_{ог}] \quad (3.7)$$

Изчисление на срязване (проверочно):

$$\tau_{ср} = P / l_p \cdot b = (2 \cdot M_{вър}) / (D_{cp} \cdot \psi \cdot z \cdot l_p \cdot b) \leq [\tau_{ср}] \quad (3.8)$$

Машинни елементи – Лекция 02

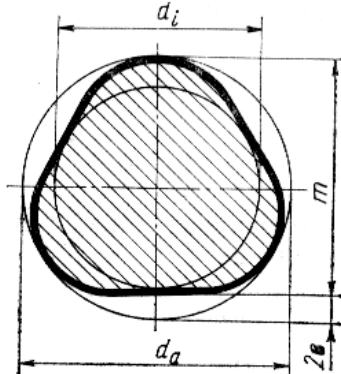
Зъбни (шлицови) съединения – Допустими напрежения и материали

Валове и главините се изработват от средновъглеродни и легирани стомани с $\sigma_B = 500$ МПа, като допустимите напрежения зависят от вида на съединението и термообработката на контактните повърхнини:

- При неподвижно съединение и незакалени контактни повърхнини:
 - $[\sigma_{см}] = 80 \div 100$ МПа
- При неподвижно съединение и закалени контактни повърхнини:
 - $[\sigma_{см}] = 120 \div 200$ МПа
- При подвижно съединение и закалени контактни повърхнини:
 - $[\sigma_{см}] = 10 \div 20$ МПа

Машинни елементи – Лекция 02

Профилни съединения – общи сведения



Фиг.3.18.

За да се избегнат недостатъците на зъбните съединения, свързани най-вече с концентрацията на напрежения в ъглите на каналите, фирмата „Краузе“-Виена е предложила триъгълен профил със силно заоблени върхове – т.нар. „K“ профил (фиг.3.18).

Предимства: - няма концентратори на напрежения; добра центровка на елементите.

Недостатъци – изисква специален измерителен инструмент (шаблон) за контрол на предписаните размери на шийката на вала и на отвора

Големината на въртящия момент в N.m, която съединението с K-профил може да придаде е:

$$M_{\text{въртах}} = 3.e.m.p.L$$

където: e и m са размери показани на фиг.3.18 в m; L – аксиална дължина на съединението, m; p – средното налягане между вала и главината, Pa; като:

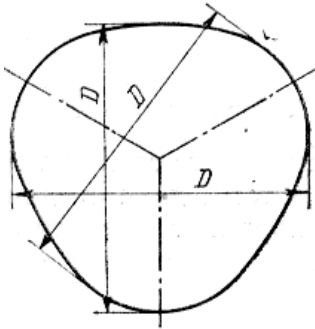
$$p = 40 \div 60 \text{ MPa} \rightarrow \text{за главина от чугун;}$$

$$p = 70 \div 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{за главина от стомана.}$$

Лекция 02 – Разгледани съединения – клинови, ипонкови, илицеве, профилни, щифтови. 39

Машинни елементи – Лекция 02

Профилни съединения – общи сведения



Фиг.3.19.

В Русия е предложено безшлицово профилно съединение с профил затворена циклична крива (фиг.3.19), при която разстоянието между кои да е две успоредни тангенти е постоянно.

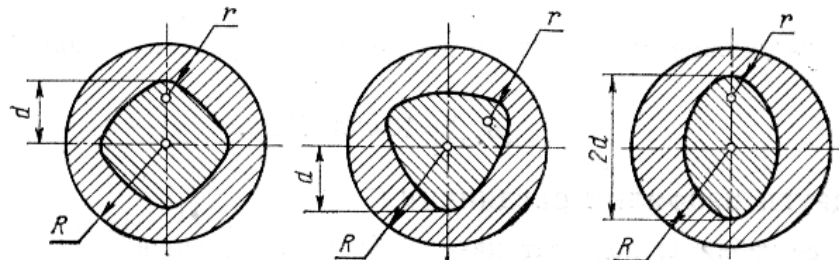
Този профил се нарича еквилистантен.

Неговото предимство пред *K*-профила е, че може да се измерва и контролира с обикновени (универсални) измерителни инструменти за кръгли шийки (валове) и отвори.

Точното изчисление на това съединение на товароносимост е сравнително сложно.

Приложението им е все още ограничено.

Отдясно са показани други варианти на безшлицови профилни съединения (фиг.3.20).

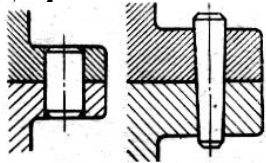


Фиг.3.20

Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, ипонкови, илицеве, профилни, щифтови. 40

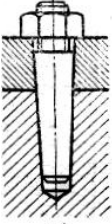
Машинни елементи – Лекция 02

Щифтови съединения – предназначение, видове

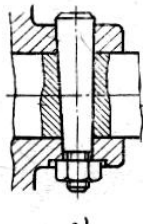


a)

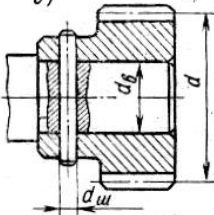
б)



в)



г)



д)

Фиг.3.21.

Основен елемент е щифтът – цилиндрично или тяло във вид на издължен пресечен прав конус фиксиращо два други детайла.

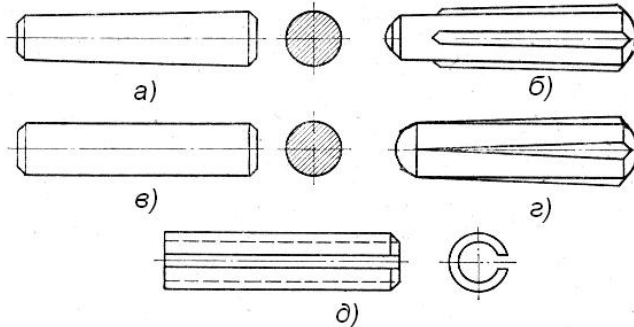
Служат основно за:

- фиксиране на точното взаимно положение на две части (фиг. 3.21-а, б, в, г);
- за пренасяне на малки натоварвания (сили и въртящи моменти) (фиг. 3.21-д);
- като щифт-шпонка
- като предпазващо звено, което се разрушава (срязва се) при претоварване – използва се при предпазни съединители.

Намерили са доста широко приложение.

Машинни елементи – Лекция 02

Щифтови съединения – предназначение, видове



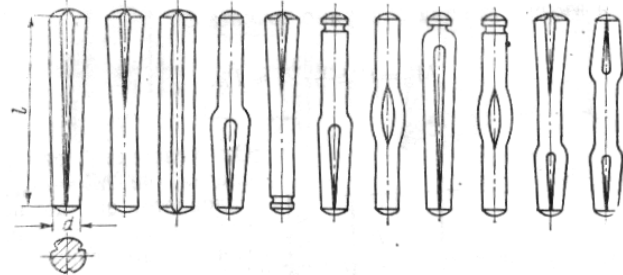
Фиг.3.22. Видове щифтове

Жлебовите се получават от гладките след пресоване по дължината им на три канала с триъгълна форма и променлива дълбочина. Тяхното предимство е, че не се налага точна обработка на отвора (както е при гладките щифтове). При набиване ръбовете на каналите се деформират еластично.

Фиг.3.22. Жлебови щифтове→

Делят се на две основни групи:

- Гладки – фиг. 3.22-а,б
 - Цилиндрични - фиг. 3.22-в
 - Конусни - фиг. 3.22-а
- Пружиниращи (жлебови)
 - С израстъци - фиг. 3.22-б
 - Жлебови - фиг. 3.22-г
 - Тръбни гладки - фиг. 3.22-д



Машинни елементи – Лекция 02

Щифтови съединения – изчисляване

Основен критерий на работоспособността е якостният.

Видът на изчислението най-често зависи от конкретната схема на натоварване – на огъване, на срязване, на смачкване.

Примери за изчисляване :

Изчисление на жлебови щифт подложен на огъване

Изчисление на огъване

$$\sigma_{ог} = \frac{M_{ог}}{W_{ог}} = \frac{32.P.h}{\pi.d^3} \leq \frac{[\sigma_{ог}]}{c_{ог}},$$

където $c_{ог} = 1,2$ за жлебови стоманен щифт.

Изчисляване на най-малката необходима дълбочина на набиване за жлебови щифт въз основа на допустимото контактно налягане между щифта и отвора:

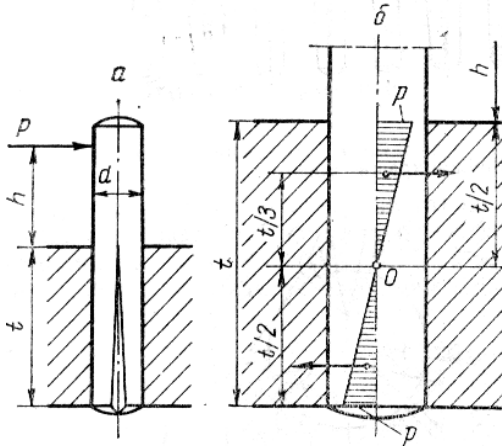
$M_{зан} = 2 \cdot [(1/2) \cdot p \cdot (t/2) \cdot d] \cdot (t/3) = p \cdot [(t \cdot d) / 6]$ запъващ момент

$M_O = P \cdot [h + (t/2)] \approx P \cdot h$ – момент на натоварващата сила P

От изискването $M_O \leq M_{зан}$ следва условието:

$$P \cdot h \leq [(t \cdot d) / 6] \cdot \{[p] / c_p\}$$

Където c_p е корекционен коефициент ($c_p = 1,4$ за стоманен отвор, $c_p = 1,7$ за чугунен; $[p]$ – допустимо налягане



Фиг. 3.23.

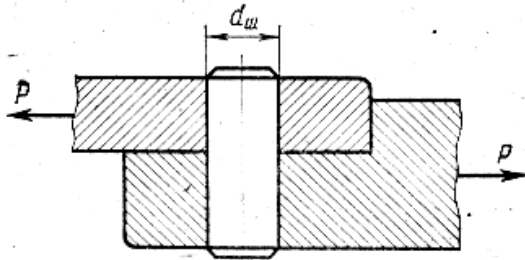
Машинни елементи – Лекция 02

Щифтови съединения – изчисляване

Изчисление на щифтове на срязване

Трябва да се вземе под внимание броя сечения, по които може да се извърши срязването

Едносрезно натоварване на щифта



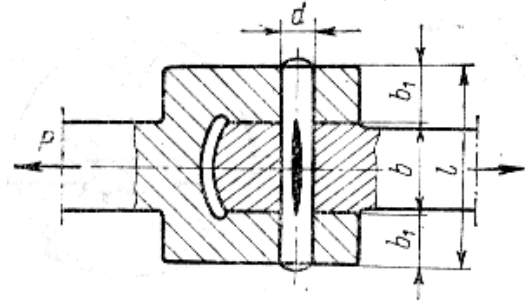
Фиг.3.24

Изчисление:

$$\tau_{ср} = P / A = (4.P) / (\pi.d^2) \leq [\tau_{ср}] / c_{ср}$$

Където $[\tau_{ср}]$ е допустимо напрежение на срязване на щифта, $c_{ср}$ – корекционен коефициент (за стомана Ст45, А12 и т.н. $c_{ср} = 1,2$), $A = (\pi.d^2)/4$ - площ на напречното сечение на щифта.

Двусрезно натоварване на щифта



Фиг.3.25

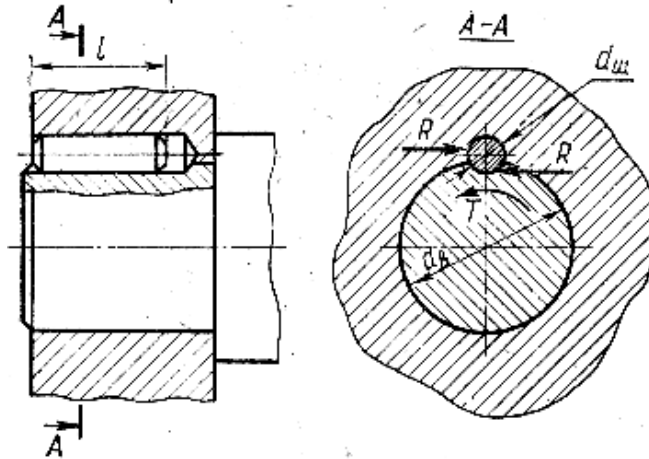
Изчисление:

$$\tau_{ср} = P / (2.A) = (2.P) / (\pi.d^2) \leq [\tau_{ср}] / c_{ср}$$

Машинни елементи – Лекция 02

Щифтови съединения – изчисляване

Изчисляване на цилиндричен щифт работещ като шпонка - фиг.3.26 (предава въртящ момент $T=M_{\text{вър}}$ от вала към главината)



Фиг.3.26.

Щифтът е подложен на смачкване на всяка половина от страничната повърхност на щифта и на срязвана по надлъжното му сечение.

На смачкване (периферна сила $R = T/(d_в/2) = 2.T/d_в$, площ на смачкване $A_{см} = d_{щ}.l/2$)

$$\sigma_{см} = R / A_{см} = (4.T) / (d_{щ}.l.d_в) \leq [\sigma_{см}]$$

На срязване (площ на срязване $A_{ср} = d_{щ}.l$)

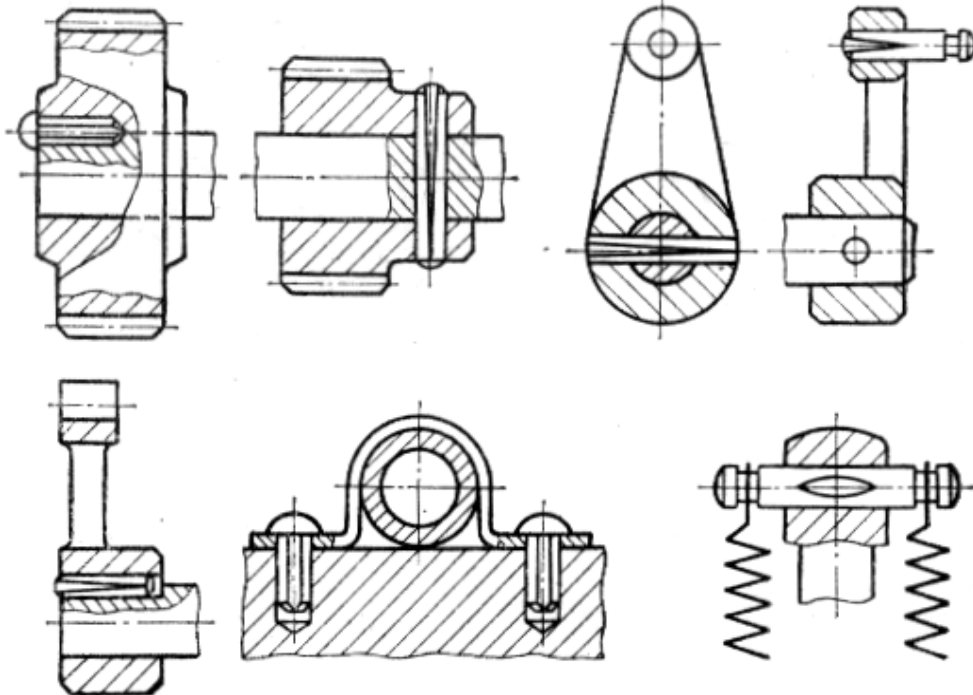
$$\tau_{ср} = R / A_{ср} = (2.T) / (d_{щ}.l.d_в) \leq [\tau_{ср}]$$

Методиката за осигуряване на необходимата стегнатост между цилиндричен гладък щифт и отворите, в които е поставен е същата както при пресовите съединения.

Лекция 02 – Разглобяеми съединения – клинови, шпонкови, илищеве, профилни, щифтови. 45

Машинни елементи – Лекция 02

Щифтови съединения – примери за приложение



Фиг.3.27.

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

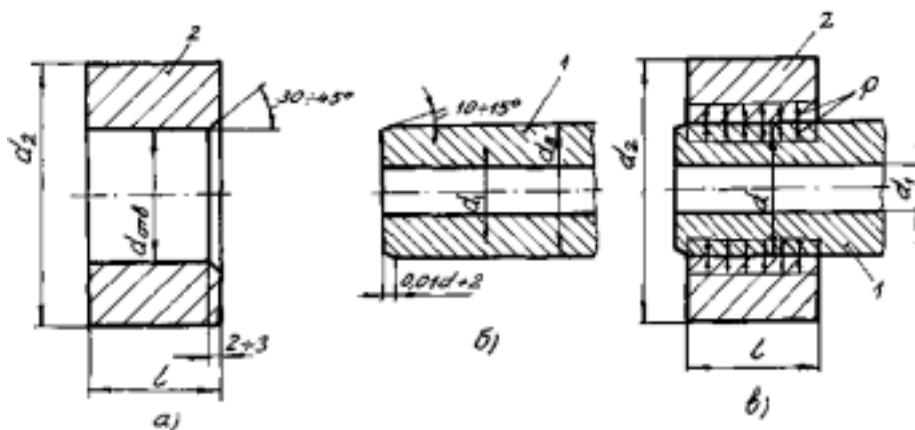
1.1.1. Основни понятия

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; μ_1 , μ_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.

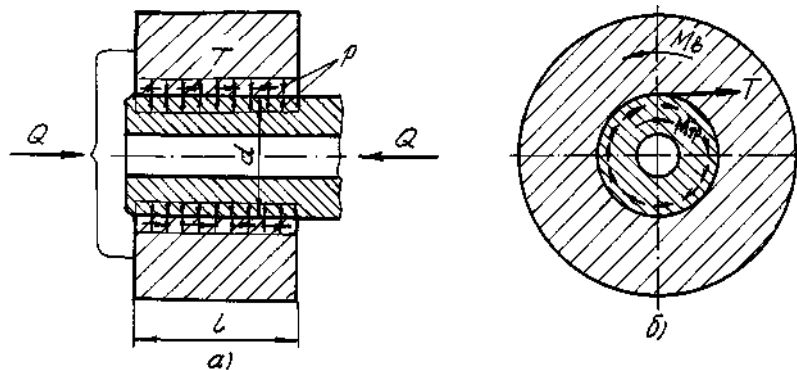
При натоварване на пресовото съединение с осова сила Q /фиг. 1.2а/ трябва да бъде спазено условието

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

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

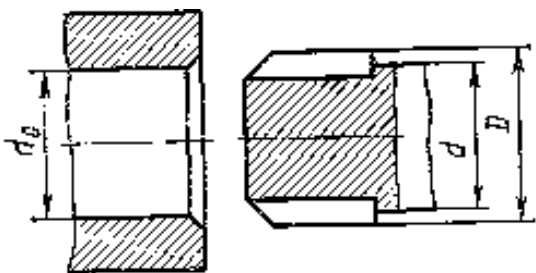
/1.13/

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

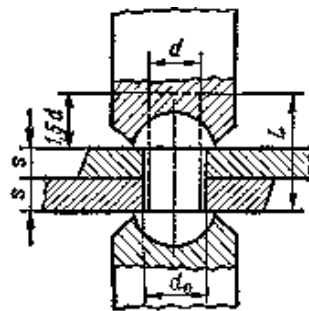
Обикновено за по-голяма сигурност при работа на пресовите съединения получените стойности на p от изразите /1.8/, /1.10/ и /1.13/ се умножават с коефициенти $K = 1,5 \div 2$.

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.

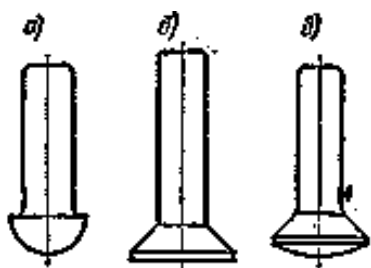
Занитването може да се извърши на студено или на горещо. Студено занитване се допуска за нитове от мед, алуминий, месинг и стоманени нитове с диаметри на стеблото до 12mm.

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

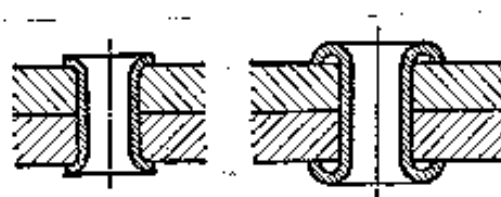
интензивни вибрационни, циклични и ударни натоварвания. Нитовите съединения се употребяват също така и в конструкции, недопускащи заваряване, поради опасност от изкривяване на детайлите, нарушаване при термообработката или при детайли, изработени от незаваряеми материали.

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 нитове 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/. Нитове 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

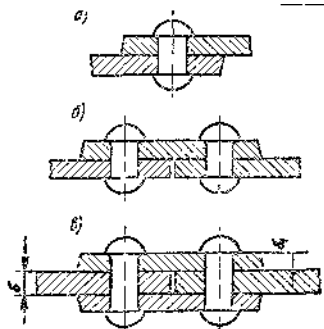


фиг. 1.6

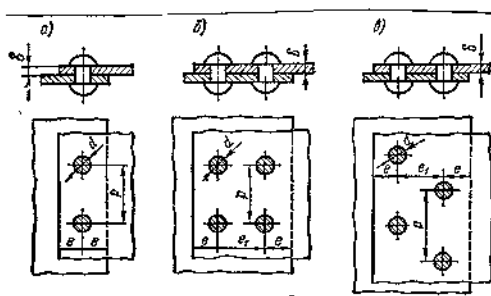
Материалът, от който се изработват нитовете трябва да бъде ковък, пластичен, да има достатъчна якост и по възможност същата структура, както материала на свързващите елементи. Най—подходящи материали за нитове са нисковъглеродните стомани Ст2 и Ст3, медта и алуминият. Изборът на материала за нитовете 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 свързаните 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. 1.7а



фиг. 1.7б

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 о 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/,

δ - дебелина на съединяваните части,

δ₁ - дебелина на планката /лентата/ фиг.1.7в,

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

e₁- 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 Р 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/

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

където $[\tau_{cp}]$ е допустимото напрежение на срязване за материала на листовите. В условието /1.17/ се взема /e-d/2/ вместо e за по-голяа 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 загрева 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.

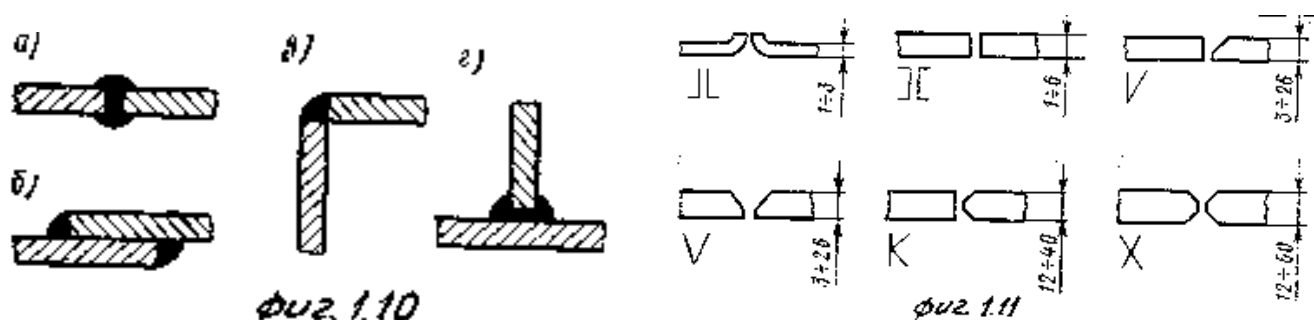
Заваръчните съединения в сравнение с нитовите съединения имат редица предимства като икономия на метал /до 20%/ , малка трудоемкост и възможност за механизирани и автоматизирани на технологичния процес, възможност за получаване на възли със сложна форма, липса на шум и др. Към недостатъците на заваръчните 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 оксиженно, металите се довеждат до течно 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.

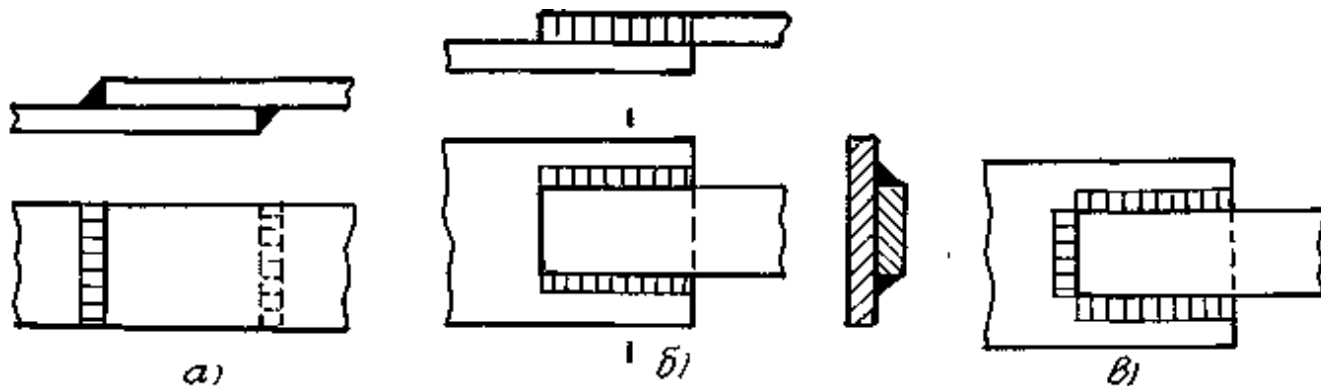
1.3.2. Видове заваръчни съединения

В зависимост от взаимното разположение на свързваните части, заваръчните съединения биват: челни /фиг.1.10а/, с припокриване /фиг.1.10б/, ъгливи /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

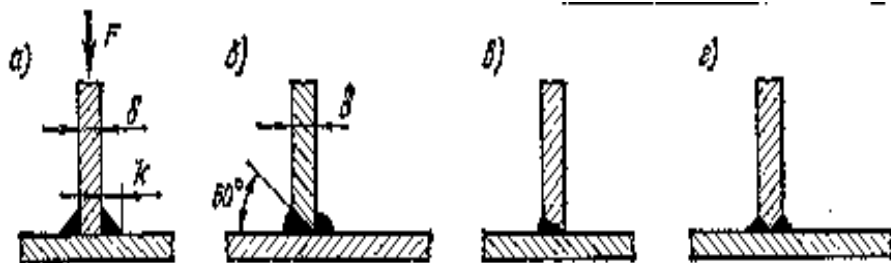
Конструктивното оформление на краищата на заваряемите части при ъгловите /фиг.1.13/ и Т - образните /фиг.1.14/ заваръчни съединения може да бъде със или без скосяване.



фиг. 1.13



фиг. 1.15



фиг. 1.14

В зависимост от формата на напречното сечение на ъгловите шевове те биват: усиленни /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 БДС3130-72.

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 γ . 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

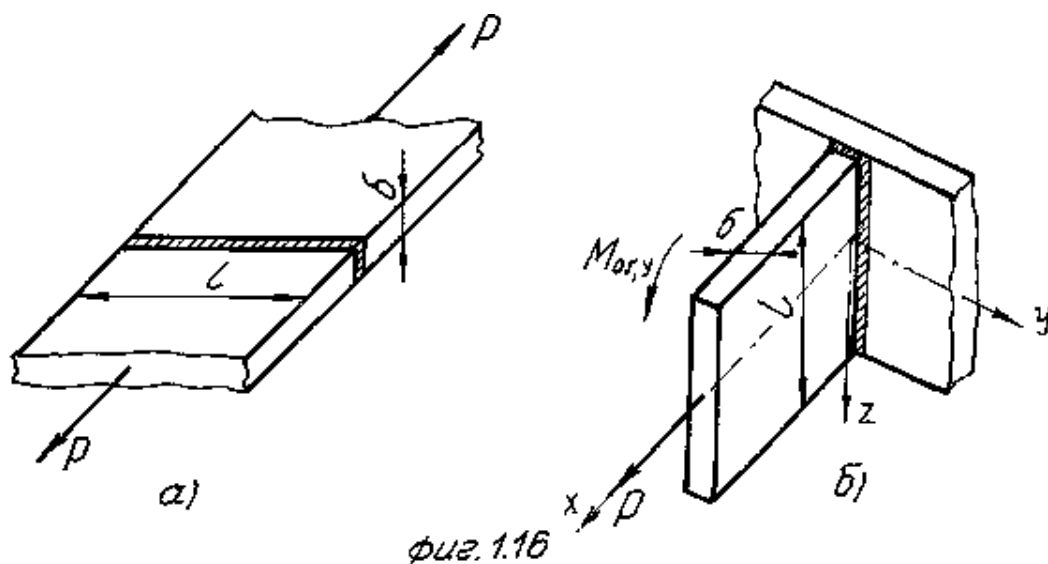
$$/1.21/ \quad \gamma_{\text{ъг}} = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}.$$

След въвеждане на корекционния множител γ 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 израза

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

където σ' е работното нормално напрежение в заваръчния шев, P е действащата сила на опън /натиск/, δ 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.

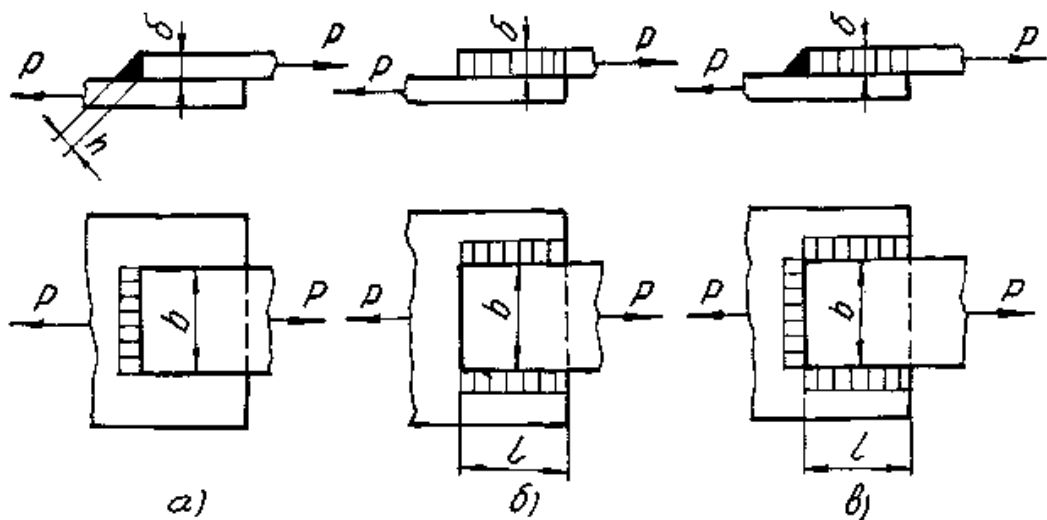
Разпределението на напреженията при ъглови шевове е много сложно. В практиката се приема условно, че те работят на срязване в минималното напречно сечение, разположено в симетричната плоскост, която е ъглополовяща на правия ъгъл на шева /фиг.1.17а/. В такъв случай дебелината на ъгловия шев се пресмята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

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

където δ е дебелината на заварените части. За ъглов 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

$$/1.29/ \quad l = 0,5[(P/0,7\delta[\tau])^2 - b].$$

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°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°C .

Към труднотопимите припои спадат сребърните, медните и месинговите с точка на топене над 600°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.

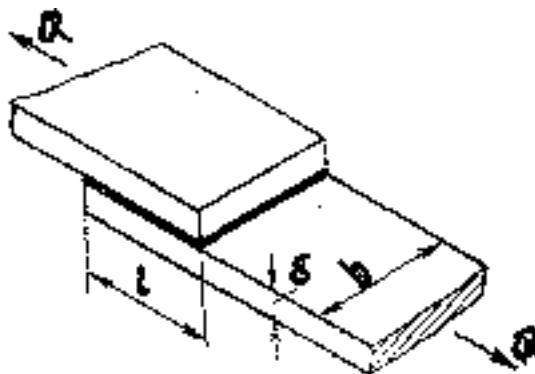
Загряването и разтопяването на леснотопимите припои и нанасянето им в мястото на връзката се извършва най-често с електрически поялници. За качественото спояване е необходимо повърхностите на свързваните детайли да бъдат добре почистени от замърсявания и окиси и да бъдат защитени от окиси при нагриването 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 δ 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 израза

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

Препоръчителни стойности за допустимите напрежения за споещи 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.

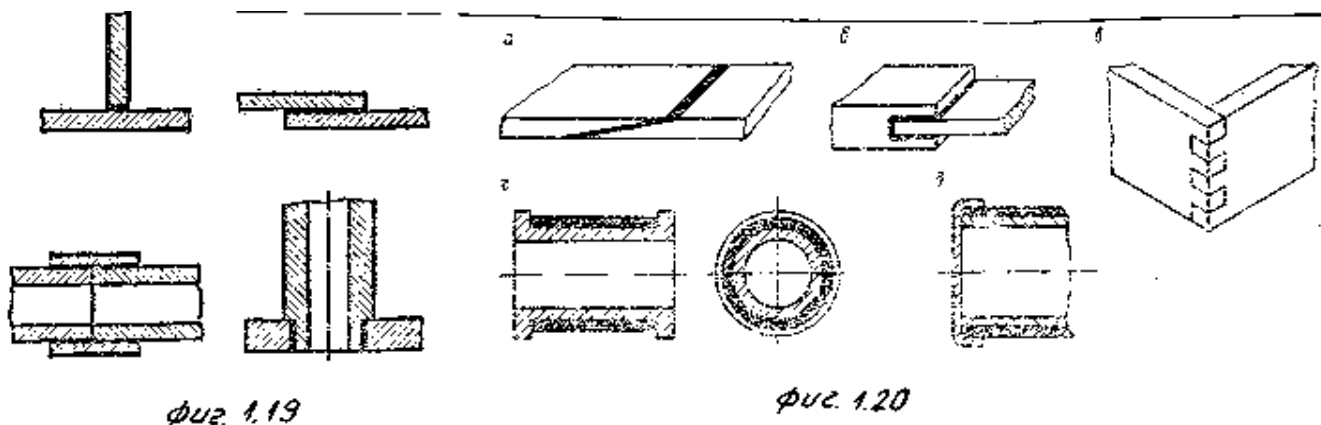
Широко разпространение имат смолистите лепила, представляващи разтвори на фенол-формалдехидни смоли. Към тях спадат съветските БФ2, БФ4, българските УЛЕ, ОХУ и др. Напоследък за лепене на метали и пластмаси се използват епоксидните смоли. Най-често те представляват двукомпонентни лепила с точно предписание 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 задепзване

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/.

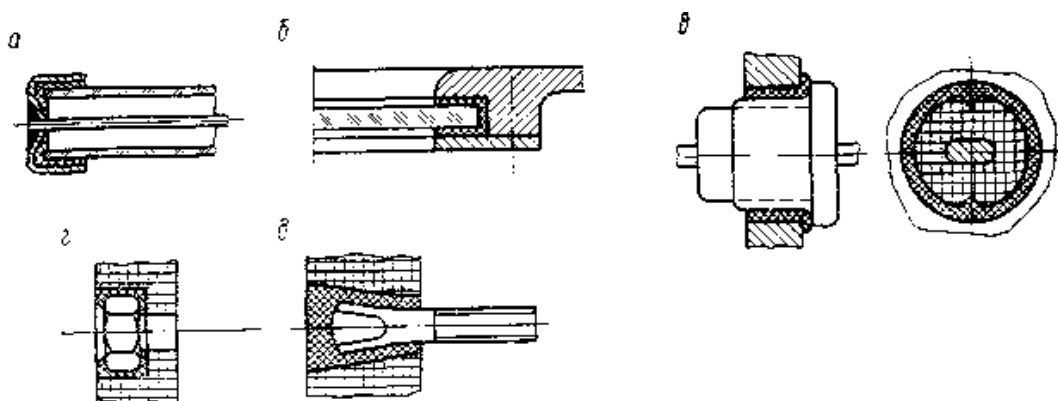
За да се увеличи якостта на съединението, често се използва залепване в съчетание с механически начини на закрепване, при което механическото закрепване се осъществява преди втвърдяване на лепилото.

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

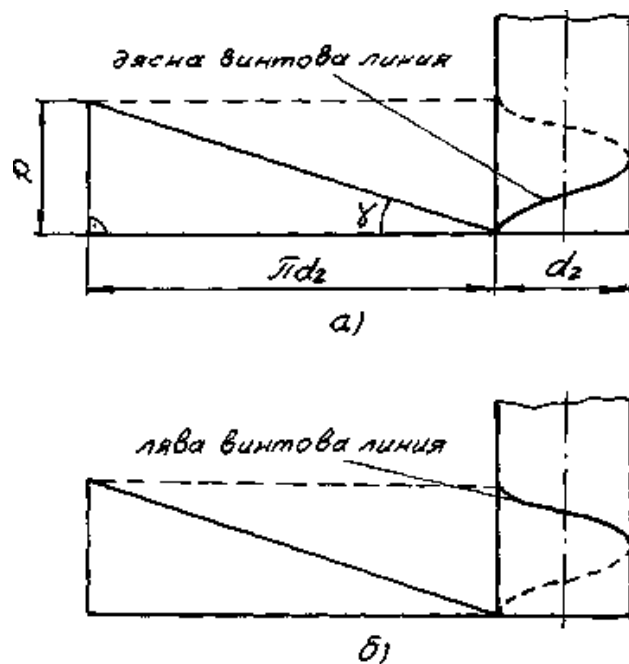
Резбовите съединения са разглобяеми съединения, осъществени чрез свързващи резбови елементи: болтове, винтове, шпилки, гайки, или резби, нанесени непосредствено на съединяваните детайли. Те притежават редица предимства: удобство за многократно сглобяване и разглобяване, голямата универсалност, сравнително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



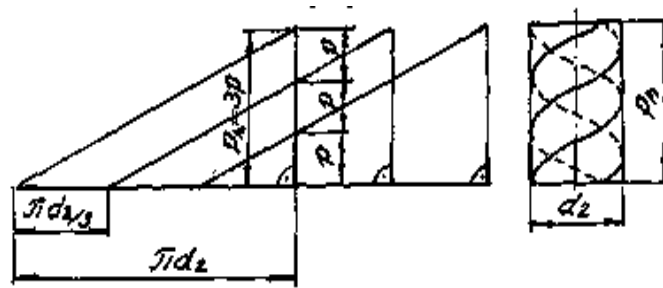
фиг.1.22

Параметрите, характеризиращи винтовата линия, са: стъпка p , ъгъл на наклона γ 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 h 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 πd_2 и височина p_h /фиг. 1.23/.



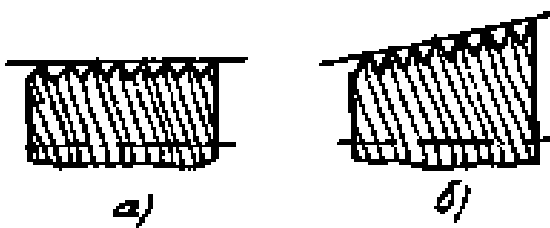
Фиг. 1.23

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

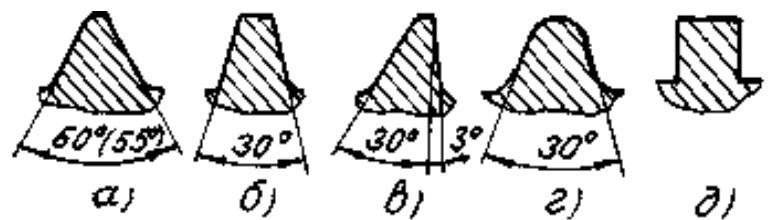
$$/1.34/ \quad P_h = np$$

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.

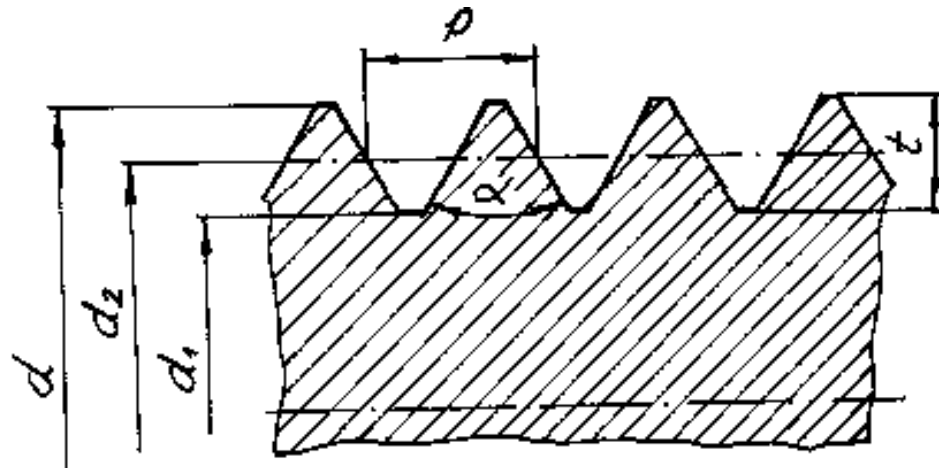
В зависимост от направлението на винтовата линия резбите са: дясни и леви. Резбовите елементи с дясна резба се завиват при въртенето им по посоката на движение на часовниковата стрелка, а се отвиват при въртенето им по посока, обратна на въртенето на часовниковата стрелка. По – голямо разпространение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

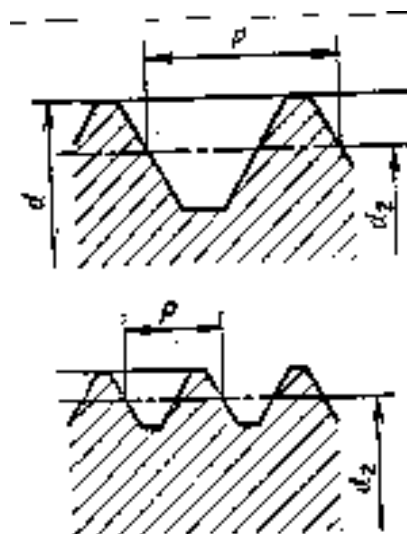
1.7.3. Геометрични параметри на резбите

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,
- α — профилен ъгъл на резбата и
- γ - ъгъл на наклона на винтовата линия /вж.фиг.1.22a/.

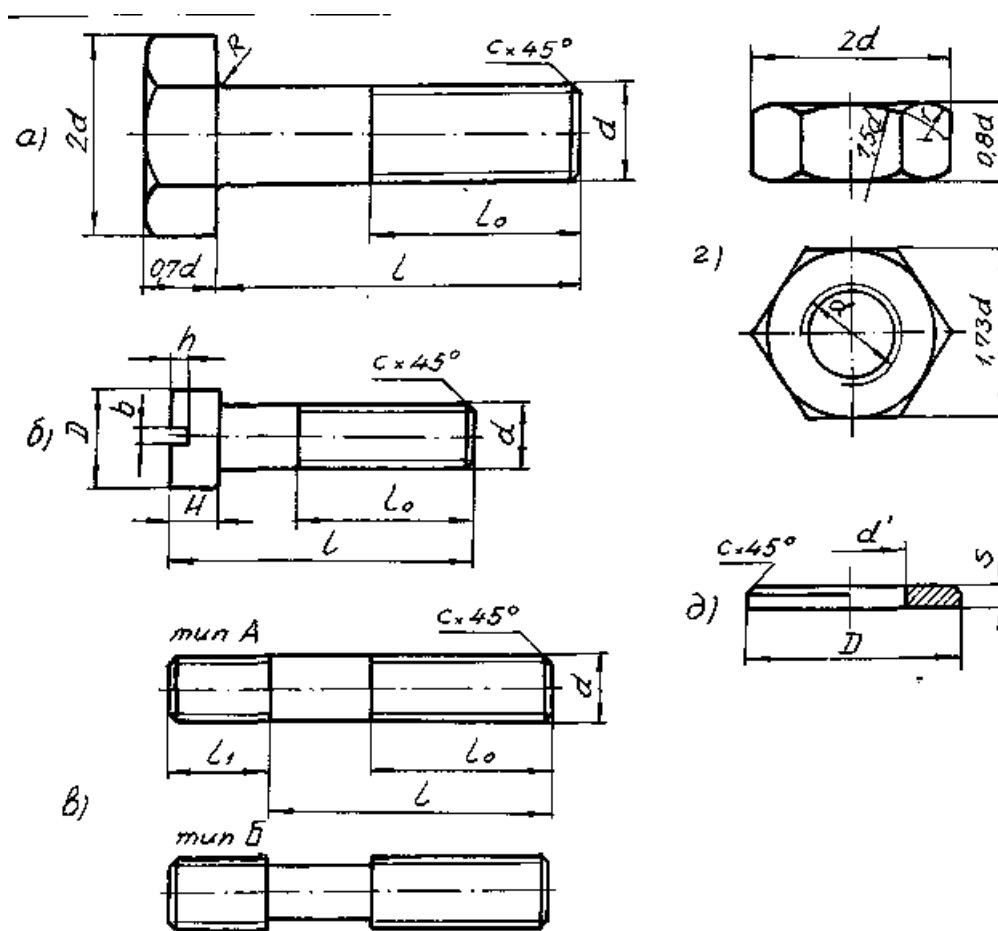


Фиг.1.27

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

Разбоите 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.

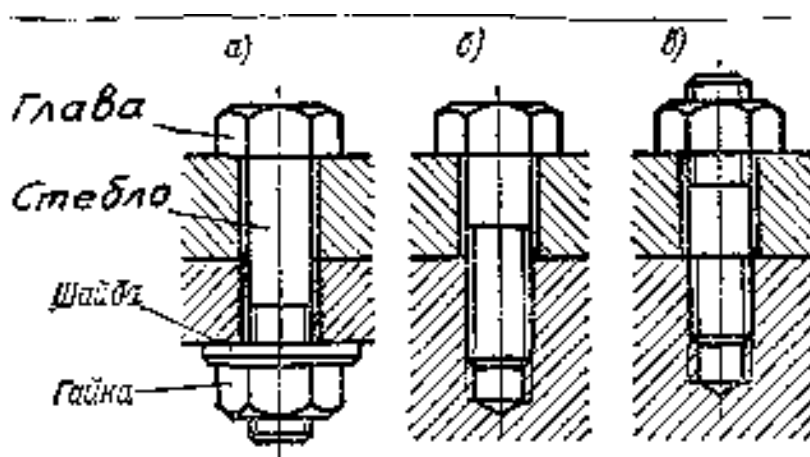
Гайката /фиг.1.28г/ има отвор, в който е нарязана резба.

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.

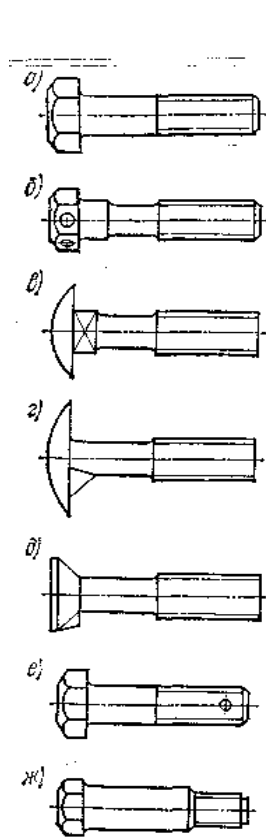
Шпилковото съединение /фиг.1.29в/ се използва в случаите, когато съединението е подложено на често разглобяване и многократно завиване на винта в един от съединяваните детайли, което води до повишено износване или разрушаване на резбата.

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/.

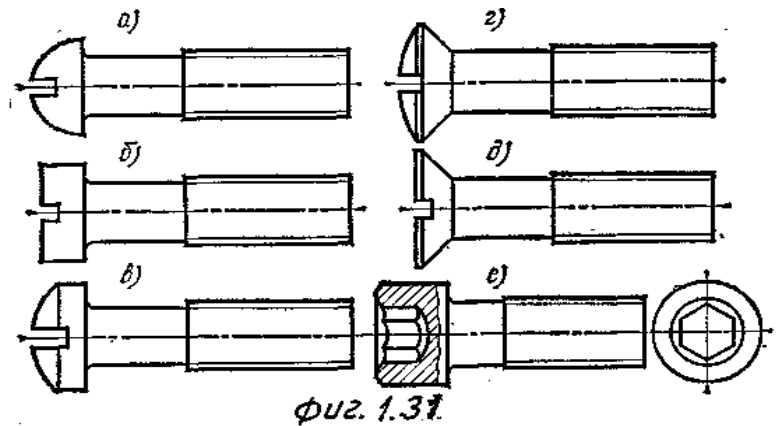
При отговорни случаи резбовите елементи могат да се подлагат на термообработка, цялостна или повърхностна закалка, циментоване и др.

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

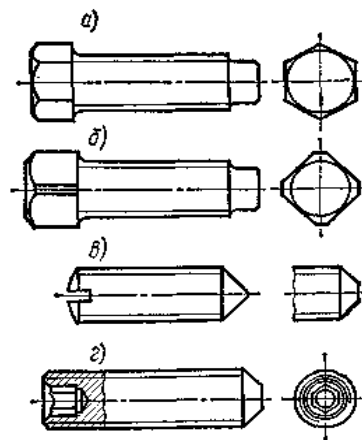
възможност за застопоряване, с полукръгла глава с квадратна основа /фиг.1.30в/ или с издатък /фиг. 1.30д/. Болтовете с шестостенна глава намират най-голямо приложение.



фиг. 1.30



фиг. 1.31



фиг. 1.32

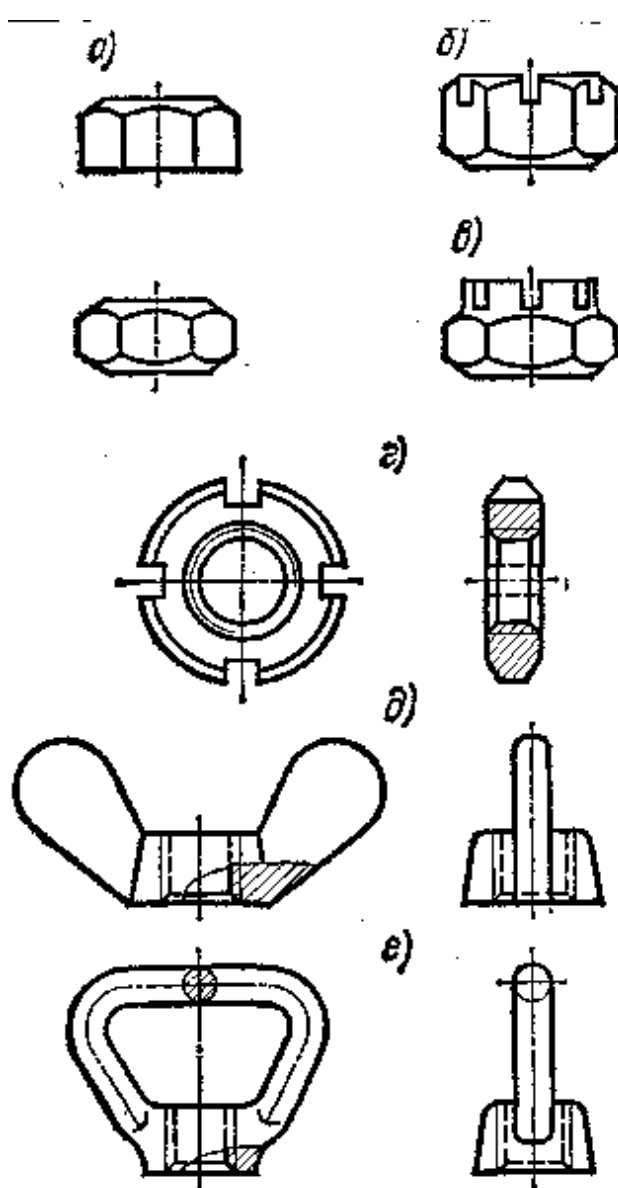
Стеблата на стандартните болтете с общо предназначение се изработват нормални /фиг.1.30а/, с отвор за шплент /Фиг1.30е/ и облекчени /фиг.1.30б, в, г, д/. Болтовете, предназначени за постявяне в отвори без хлабина /пас-болтове/ се изработзат с удебелено стебо /фиг 1.30ж/. Краят на болтовете се изработва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

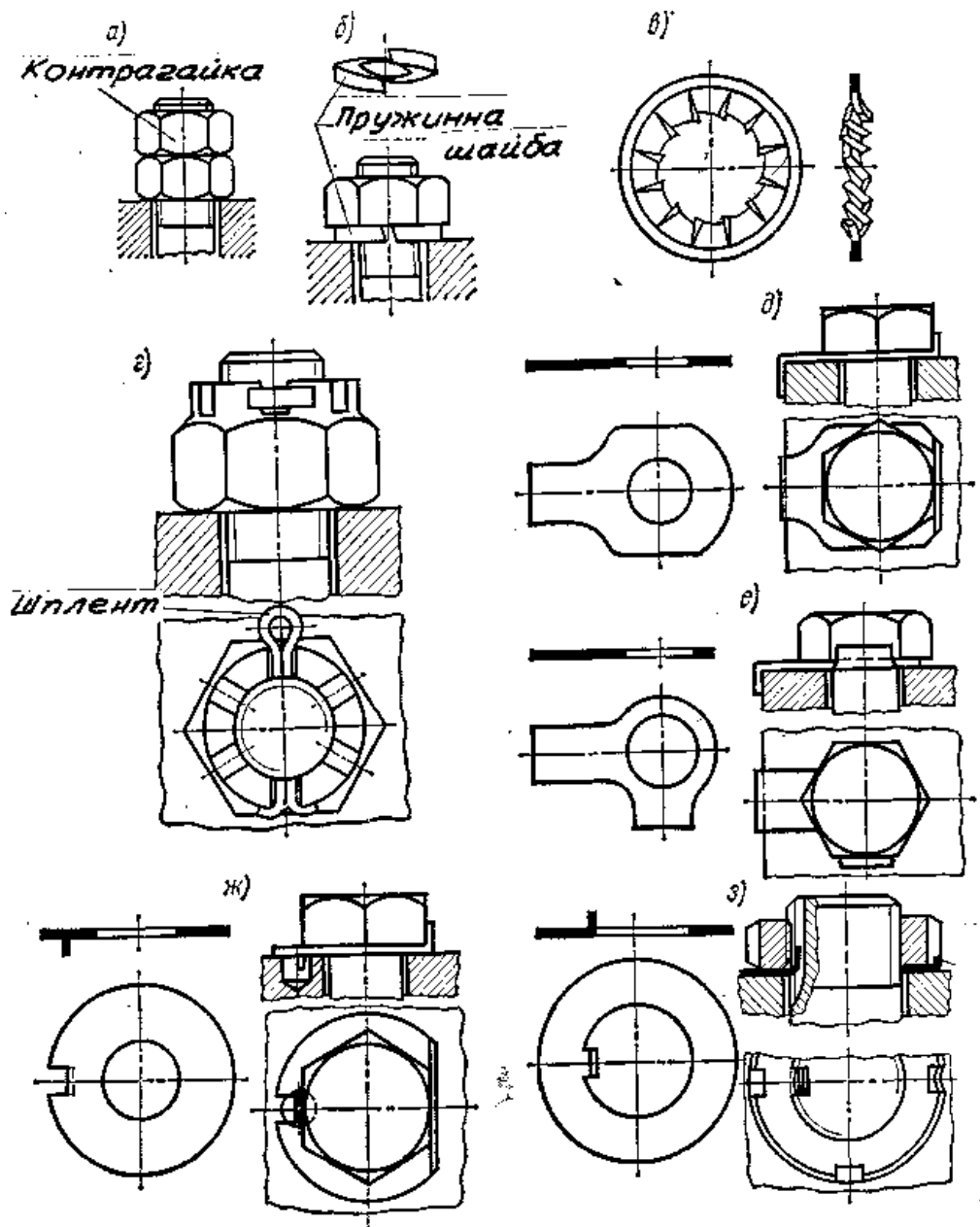


Фиг. 1.33

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 самозадържане, 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 зазърта 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

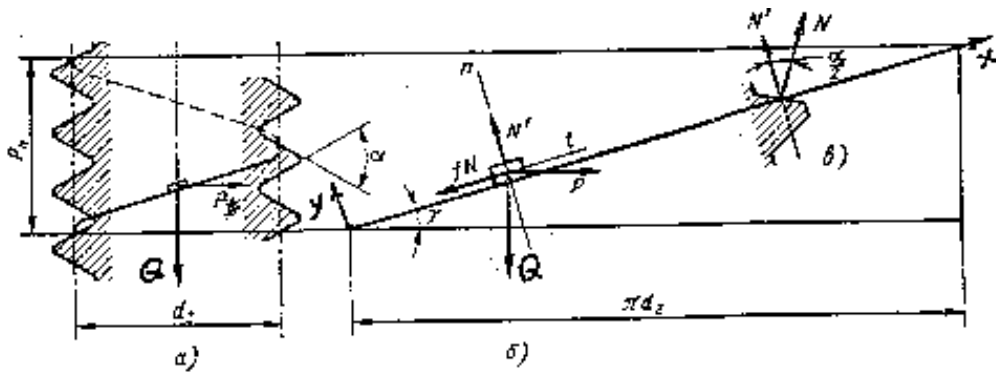
Освен разгледаните средства против саморазвиване намират приложение и други с най-разнообразна конструкция. Така например за застопоряване на гайките се употребяват еластични контрагайки, еластични шайби със специална конструкция, щифтове, винтове и др.

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 γ 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

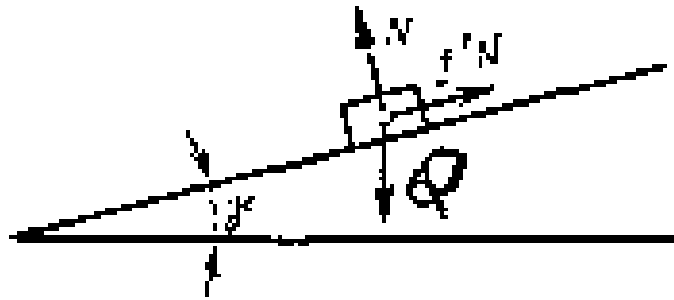
$$/1.41/ \quad P=Q \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

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° 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/ съставящата $Q \sin \gamma$ да бъде по-малка от силата на триене $- f' N$, т.е.

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

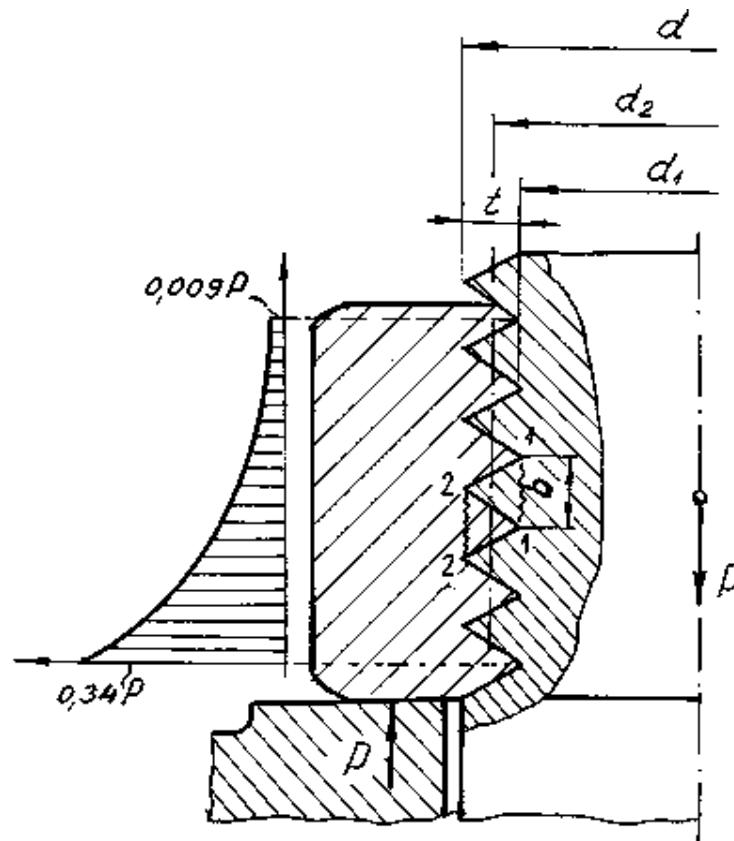
или

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

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 ρ' се изменя в зависимост от стойността на коефициента на триене и има стойности от 6 до 16° . 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 /смачкване/ 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 израза

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

където P е осовата сила, действаща върху стеблото на болта, z е броят на навивките на гайката, а ε 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 /смачкване/ можем да запишем

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

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

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

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

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

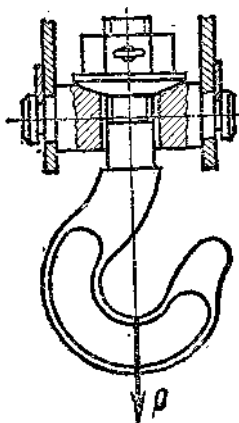
Аналогично на /1.48/ може да се запише якостното условие за срязване в сечението 2 на гайката.

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 височш на гайката $H = 0,8d$. Броят на навивките на гайката като правило трябва да ненадвишава $z=10$.

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

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

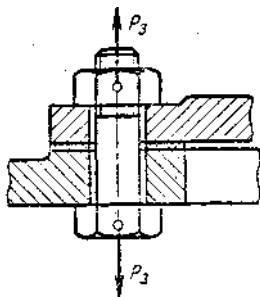
се определя вътрешният диаметър на резбата

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

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

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

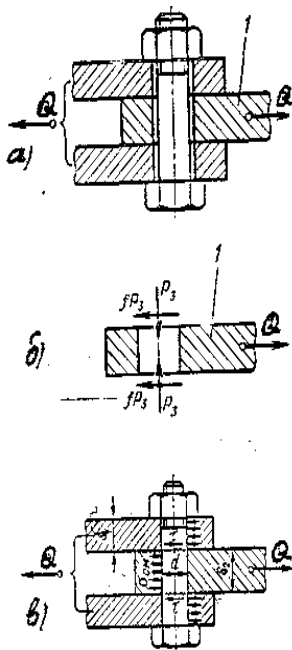
2. Предварително напрегнати резбови съединения. Този вид съединения са най-често срещаните в практиката. Прк тях в резбовото съединение са включени и допълнителни елементи /фиг.1,39/. Осовата сила на затягане P_3 се изменя непрекъснато, докато има относително въртене на гайката по отношение на болта. 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 детейл 1 може да се напише /фиг.1.40б/

$$/1.52/ \quad Q \leq T = fP_3i,$$

откъдето силата на затягане

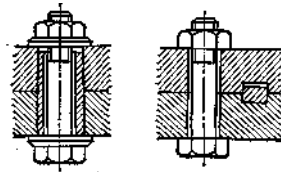
$$/1.53/ \quad P_3 = k Q / (if)$$

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

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

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.

Стеблото 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, δ_1 е дебелината на детайл 1; при $\delta_1 > 2 \delta_2$ в /1.56/ се замества общата дебелина δ_2 .

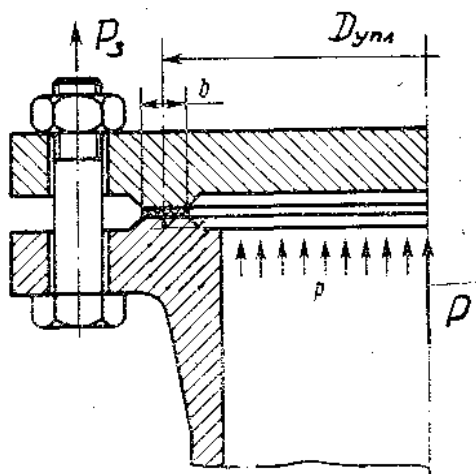
Обикновено при непасвани болтове съединението е по-евтино. Съединението с пасвани болтове изисква последните да имат сравнително по-големи диаметри.

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

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

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/.

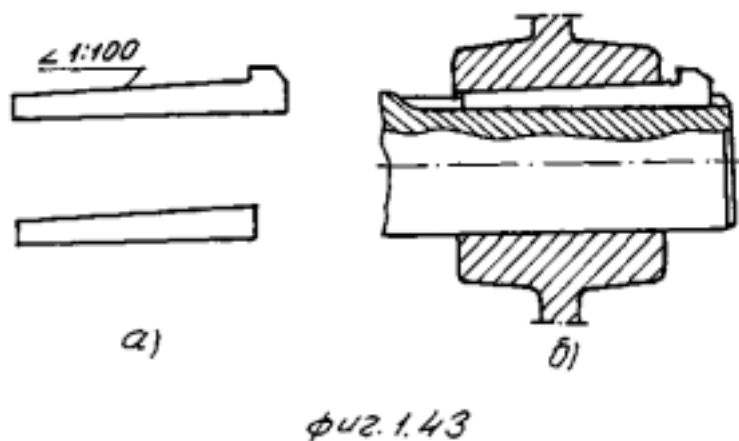
1.8. ШПОНКОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

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/.

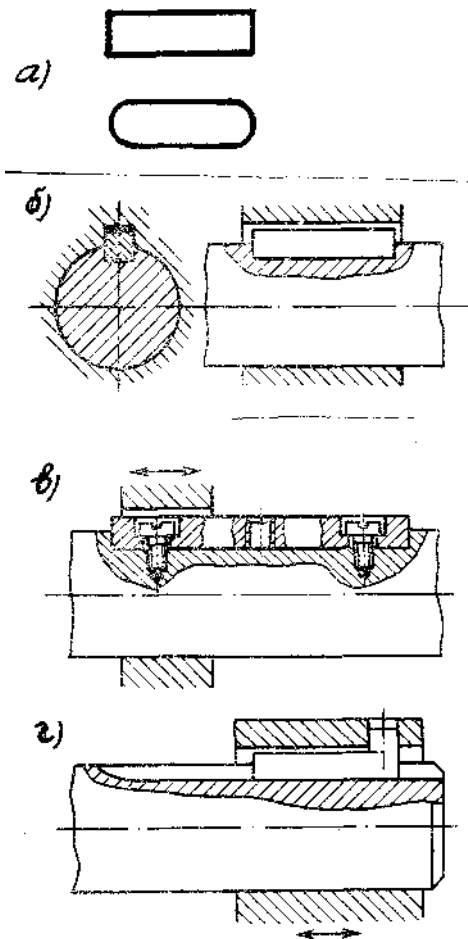


Клиновата шпонка представлява призматичен клин с наклон 1:100 по горната страна. Според формата на челото клиновите шпонки са: с глаза и без глаза /фиг. 1.43а/. Клиновата шпонка се набива между вала и главината чрез удари с чук. В резултат на това се създава напрегнато съединение /фиг.1.43б/, способно 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.

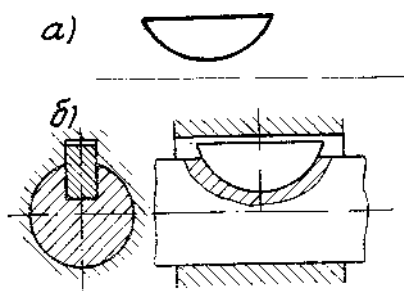
Призматичните шпонки се изработват с правоъгълно напречно сечение с плоски или закръглени краища /фиг.1.44а/. При шпонковите съединения с призматична шпонка /фиг.1.44б/ се получава добра центровка на свързаните детайли, които обаче не са осигурени от осово изместване. За осово застопоряване на главината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

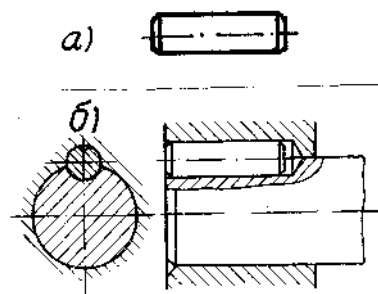


фиг. 1.44

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



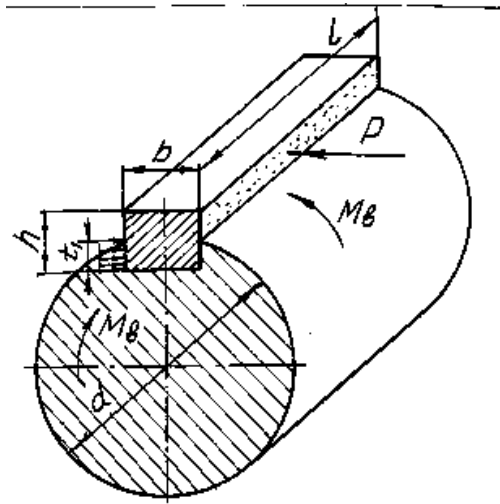
фиг. 1.46

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

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

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 $[\sigma_{см}]$ е допустимото напрежение на смачкване на по-слабия материал.

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

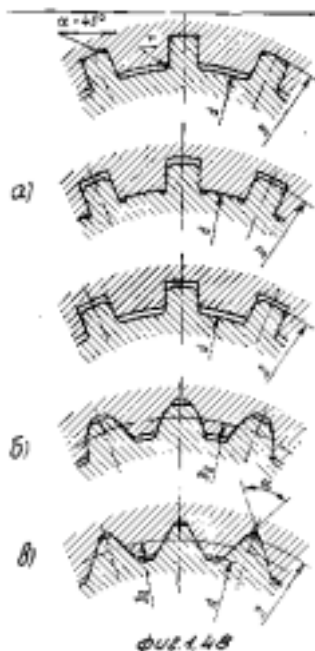
$$/1.63/ \quad \tau_{ср} = P/F_{ср} = 2MВ/(dbh) \leq [\tau_{ср}],$$

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

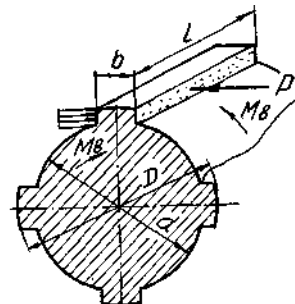
1.9. ШЛИЦОВИ /ЗЪБНИ/ СЪЕДИНЕНИЯ

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

$$/1.64/ \quad \sigma_{см} = P/F_{см} = \frac{8M_v}{(D^2 - d^2)lz\varepsilon} \leq [\sigma_{см}],$$

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 $\varepsilon = 0,7 - 0,75$ е коефициент, отчитащ неравномерното натоварване между шлицовете в зависимост от точността на изработката.

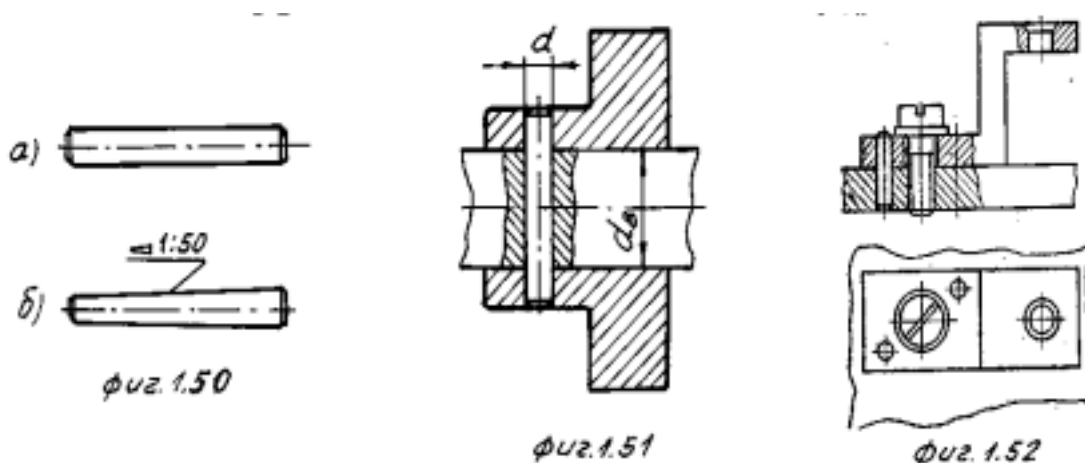
При избрано стандартно шлицово съединение / D, d, z / и определена стойност на допустимото напрежение се пресмята дължината на съединението l .

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-здраво съединение 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

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

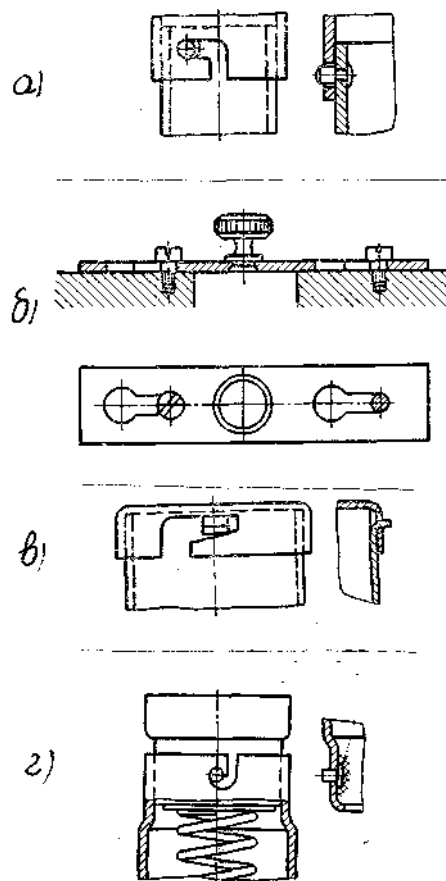
където d_v е диаметърът на вала.

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



фиг.1.53

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

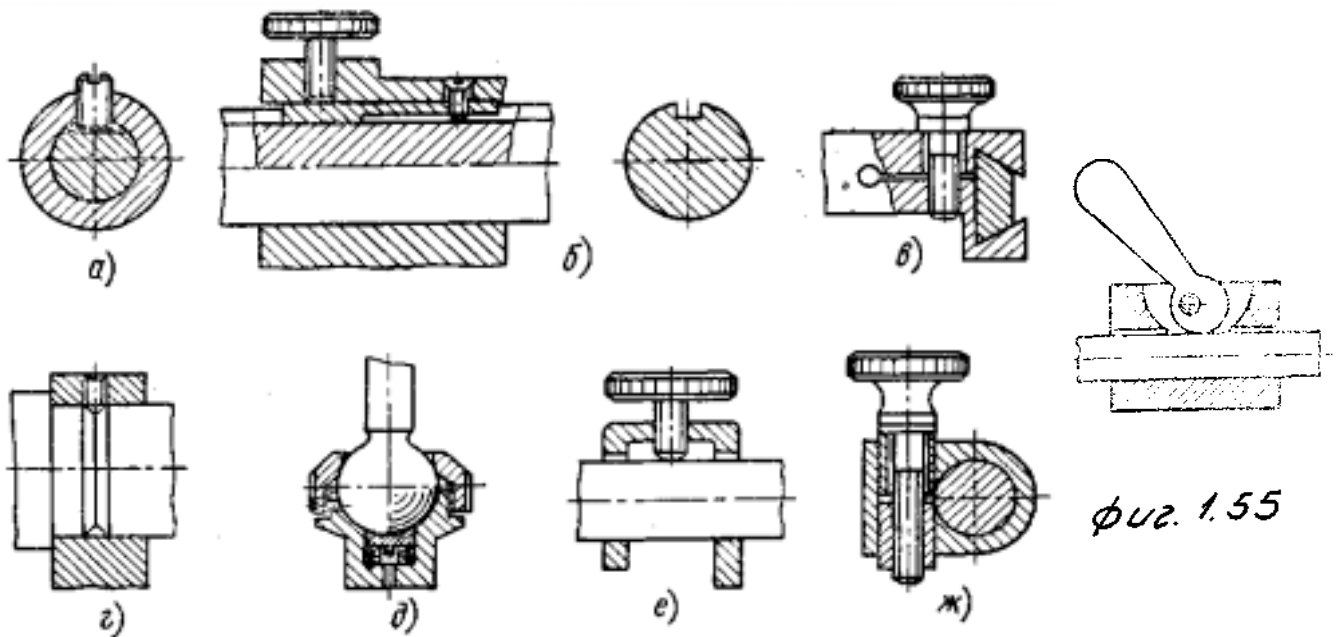
Байонетните съединения се разделят на прости и сложни. Простите байонетни съединения са без застопоряване на взаимното положение на съединяваните детайли /фиг.1.53а/ и със застопоряване /фиг.1.53в/. В сложните байонетни съединения закрепването на детайлите се осъществява за сметка на триещата сила /фиг.1.53в/ 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/.

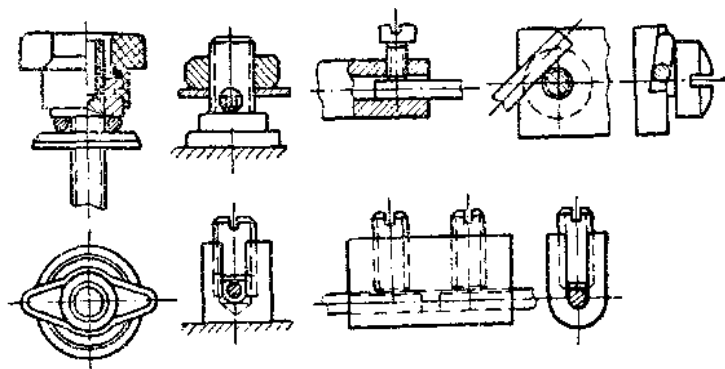
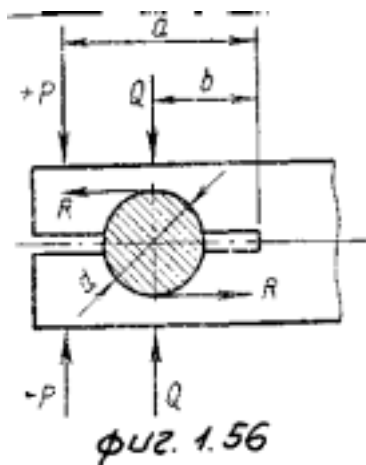


Фиг. 1.54

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

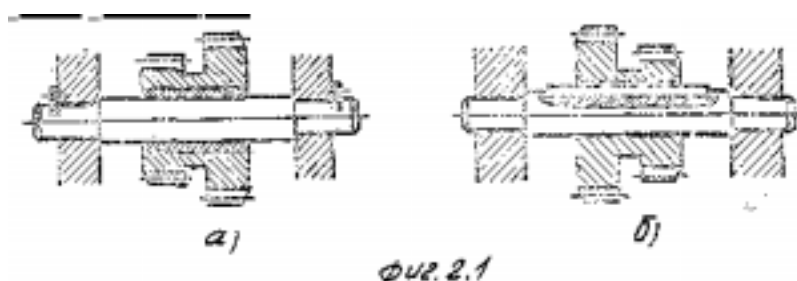
ЕЛЕМЕНТИ НА ВЪШЛИВОТО ДВИЖЕНИЕ

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.

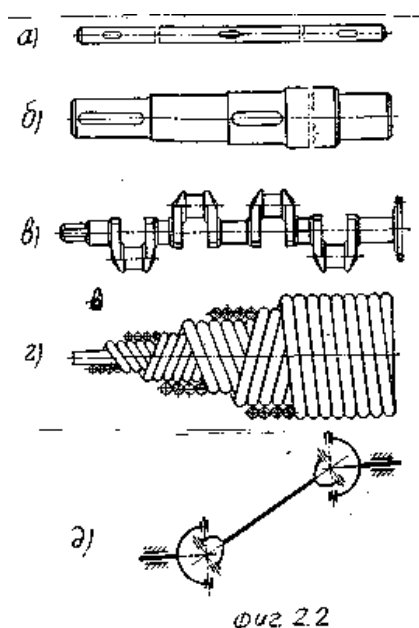
2.1. ОСИ И ВАЛОВЕ

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/.



Коланните 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 осии.

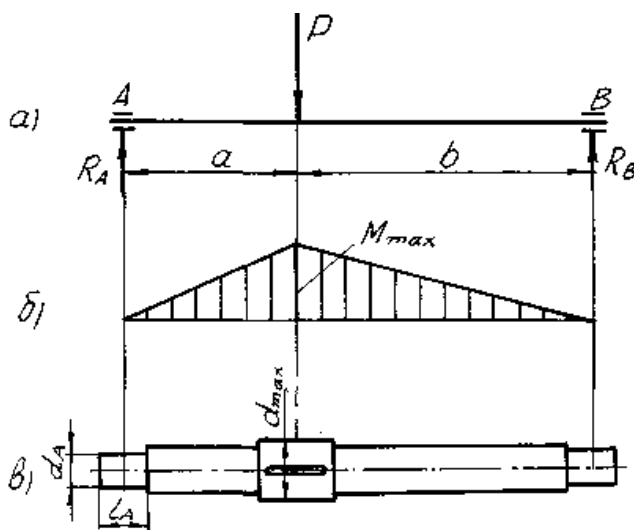
Праволинейните оси и валове могат да бъдат гладки /фиг.2.2а/ или стъпални /фиг.2.2б/. Преходите между отделните участъци с различни диаметри трябва да бъдат плавни и очертани с възможно по-голям радиус. Така се постига значително намаляване на концентрацията на напреженията в мястото на прехода, което 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

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

се определя максималният диаметър на оста

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

където W_y е съпротивителният момент на напречното и сечение, а $[\sigma_{ог}]$ 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

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

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

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

се определя максималният диаметър на

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

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

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

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.

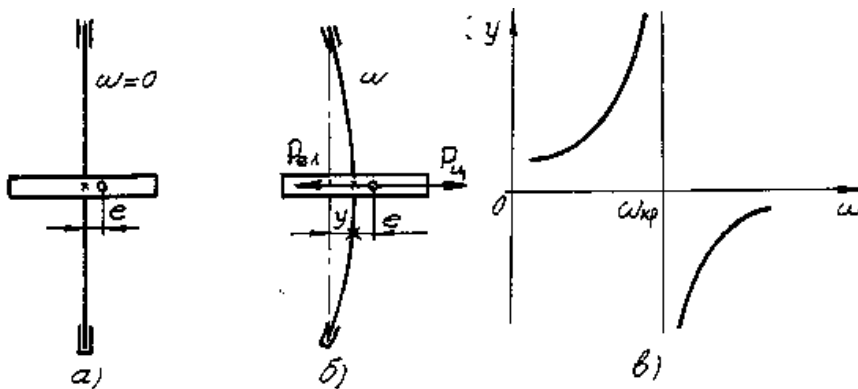
При бързоходните валове неуравновесените маси на въртящите се с вала елементи предизвикват напречни принудени трептения с определена честота. Когато тази честота стане равна на собствената честота на вала, настъпва явлението резонанс, при което амплитудата на трептене на вала бързо нараства, докато се 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 ω , 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.

$$/2.12/ \quad P_{ел} = cy,$$

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

При установен режим на работа на вала е изпълнено условието

$P_{ц} = P_{ел}$, или $m\dot{\omega}^2(y+e) = cy$; 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 $\dot{\omega} = (c/m)^{0,5}$ y клони към безкрайност, а при $\dot{\omega} > (c/m)^{0,5}$ намалява. Ъгловата скорост $\dot{\omega} = (c/m)^{0,5}$ наречена критична и при достигането и валът би трябвало да се разруши. Следователно критичната ъглова скорост и критичните обороти се определят чрез изразите

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

$$/2.15/ \quad n_{кр} = 30 \dot{\omega}_{кр} / \pi.$$

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 реанонсни 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.

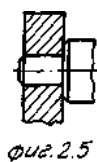
2.2.8. Плъзгащи лагери

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.

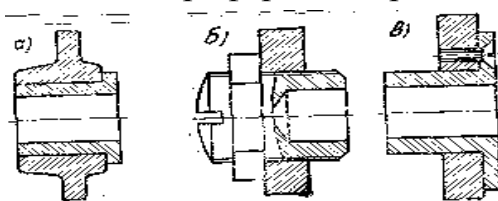
Според формата на шийката плъзгащите лагери се подразделят на: цилиндрични, конусни, сферични и др., а според конструкцията - на неразглобяеми и разглобяеми. Неразглобяемите лагери се употребяват предимно в уредите и при бавноходните слабо натоварени валове. Те могат да се изработват непосредствено в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

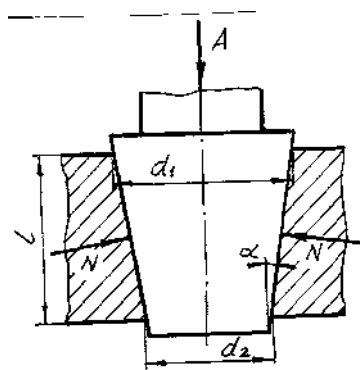
За предпазване от прегряване на лагера, като се вземе предвид, че интензивността на топлоотделянето е пропорционална на специфичната мощност на триещите сили, трябва да бъде изпълнено условието

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

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/

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

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 намаление на ъгъла α и при $\alpha \leq \rho / \rho$ е ъгъл на триене/ настъпва samozaklinvane. Затова обикновено α се избира в границите от 8 до 15°.

Моментът на триене при осово натоварване се определя с израза

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

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 израза

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

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

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

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

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:

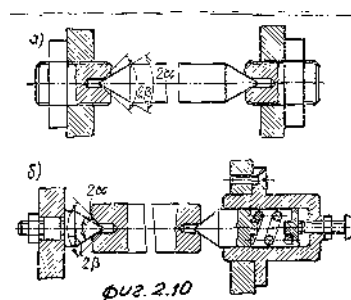
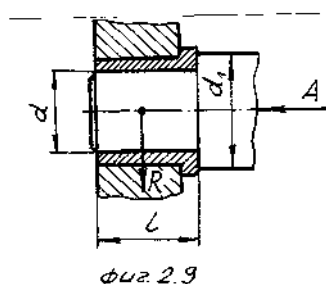
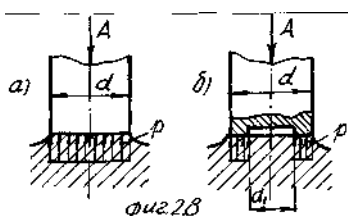
- при плътни пети /фиг.2.8а/

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

- 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.

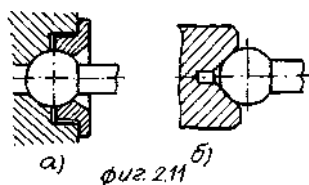
Лагерите на центрове /фиг.2.10/ са разновидност на конусните плъзгащи лагери, тъй като работните повърхнини на шийката и лагера са конусни. Те могат да поемат радиално и двупосочно осово натоварване. Ъгълът на конуса на шийката се прави обикновено $2\alpha = 60^\circ$, а ъгълът на конусния отвор - $2\beta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

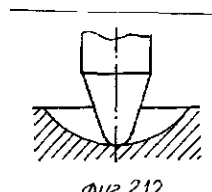
Лагерите на центрове се прилагат в уреди с малки натоварвания и ниски скорости, при които е необходимо да се осигурят опори с малък триещ момент и добро центриране на вала.

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/.

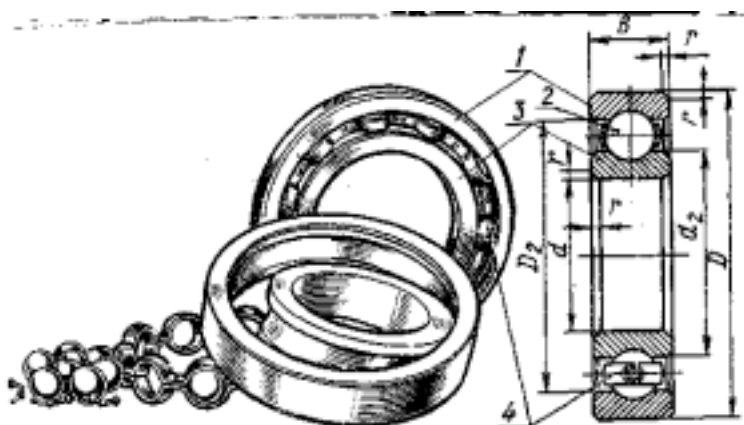
При този тип лагери триещият момент е по-малък в сравнение с триещите моменти при останалите лагери, които работят с триене при плъзгане.

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

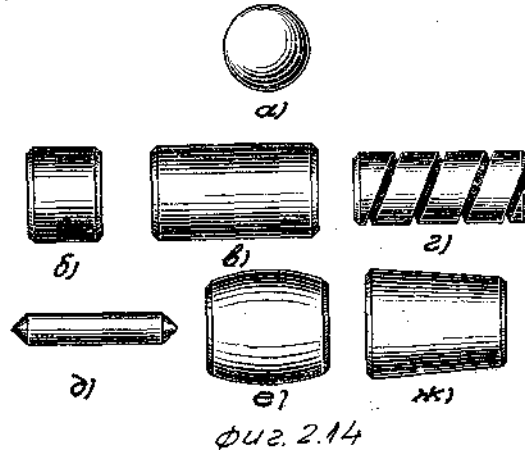
Обща характеристика и класификация. При търкалящите лагери триенето при плъзгане е заменено с триене при търкаляне. В повечето случаи те се състоят от два пръстена - външен 1 и вътрешен 3 /фиг.2.13/, между които са разположени търкалящи се тела 2, равномерно отделени едно от друго със сепаратор 4.

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



фиг. 2.13

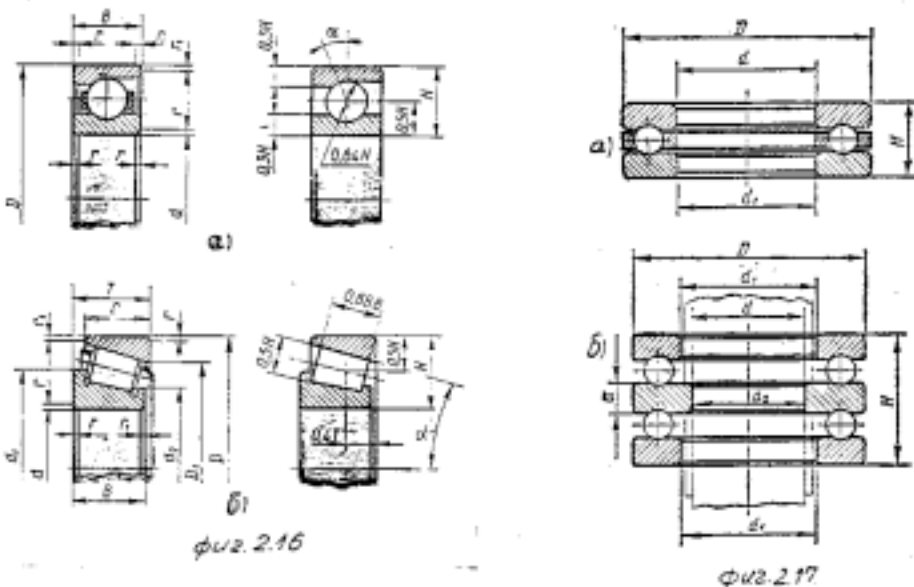
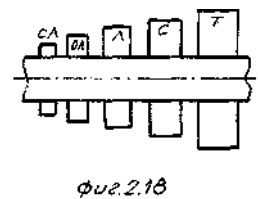
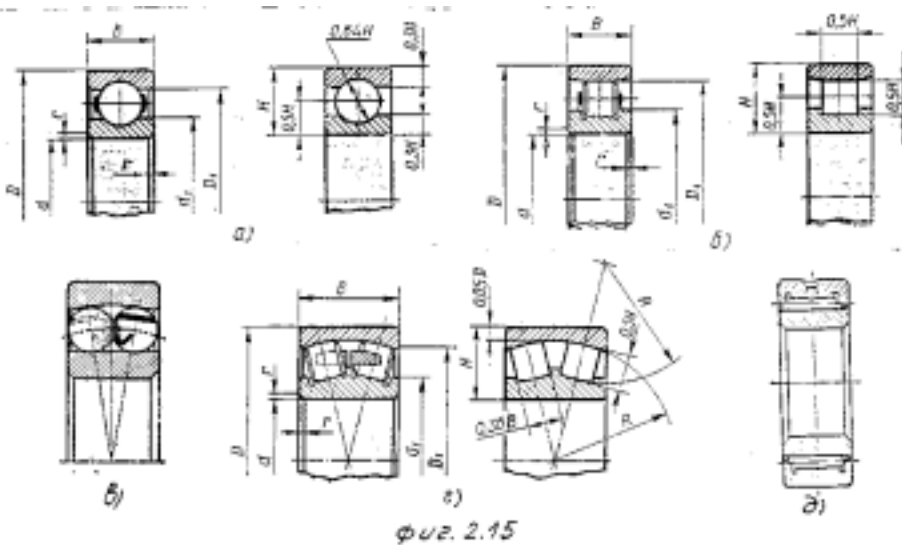
малки загуби от триене, възможност за висока ъглова скорост на подвижния елемент, голяма товароносимост, малки осови размери, малък разход на мазилни вещества, просто и лесно обслужване и поддържане, малки експлоатационни разходи.



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



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 ролкови /фиг.2.15г/ лагери позволяват оста на вала да се наклонява до 3° . 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.

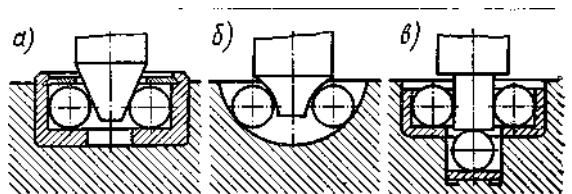
Радиалните иглени лагери /фиг.2.15д/ поемат само радиални натоварвания. Няма сепаратор, като често ролята на единия пръстен се изпълнява от вала или леглото в корпуса. Имат малки радиални размери.

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 α . 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 при 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 о 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/.

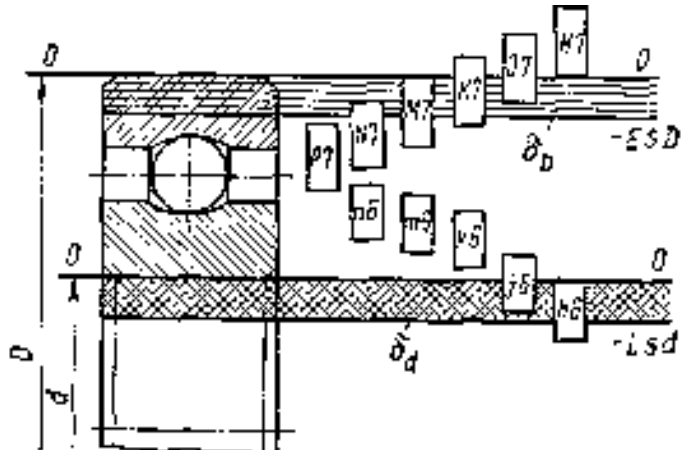
Избор на сглобките на търкалящите лагери. Дълготрайността на търкалящите лагери в голяма степен зависи от това какви сглобки се използват при монтирането на пръстените към вала и към корпуса. Установено е, че при тези сглобки не може да се допускат нито големи хлабини, нито големи стегнатости. Изборът 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

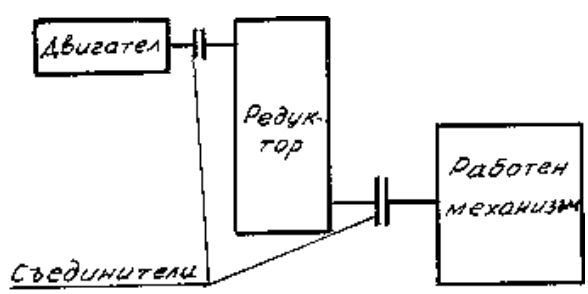
Сглобката на вътрешния пръстен с вала се осъществява по системата основен отвор, а на външния пръстен с корпуса - по системата основен вал. За разлика от разположението на допуските полета при система основен отвор при търкалящите лагери е прието допусковото поле на вътрешния пръстен да бъде не в плюс, 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

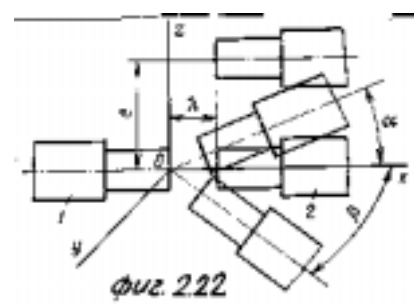
2.3.1. Основни понятия и класификация

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 валовете /фиг.2.22/ изразяваща се в: несъосност ϵ , осово изместване λ , ъглово изместване α /и β / 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 валовете през време на работа,

в/ самоуправляеми, позволяващи зацепване и отцепване на валовете 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.

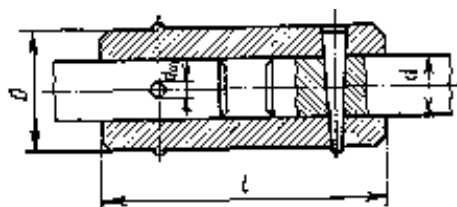
Якостни проверочни изчисления се правят на най-натоварените елементи на съединителя.

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 валовете.

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.



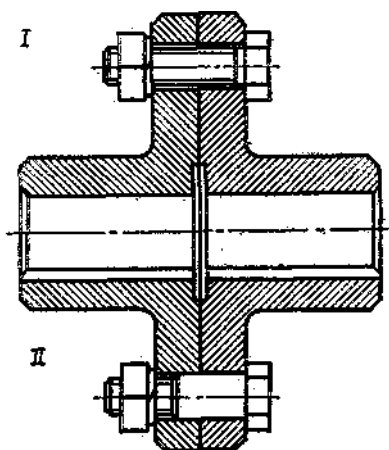
фиг. 2.23

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.

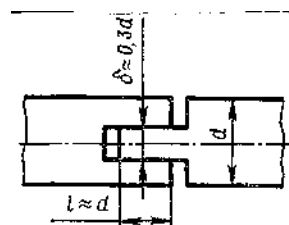
Дисков съединител с болтове /фиг.2.24/. Поради простата си конструкция и висока надеждност този тип съединител намира широко приложение. Той се състои от два диска, свързани помежду си с болтове. Обикновено се срещат два варианта; с болтове, поставени свободно в отворите на дисковете /фиг.2.24-I/, и 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.

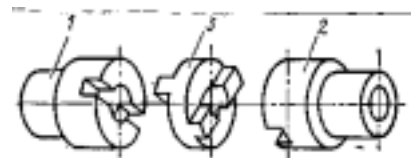
Компенсиращият съединител /фиг. 2.25/ е прост по конструкция, допуска осово изместване на валове, но изисква точна съосност. Намира приложение при слабо



Фиг. 2.24



Фиг. 2.25



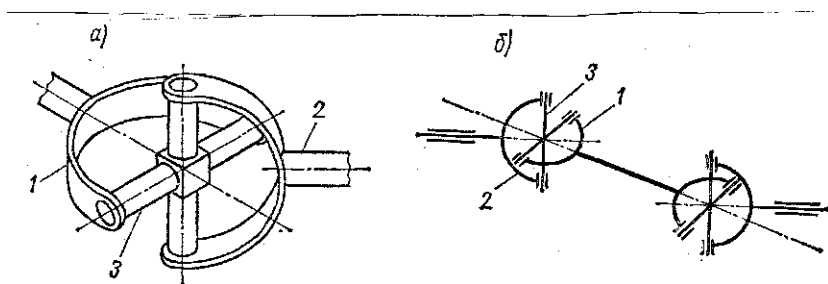
Фиг. 2.26

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 ъгол призматични издатъка, които при сглобяване влизат в съответните канали на дисковете.

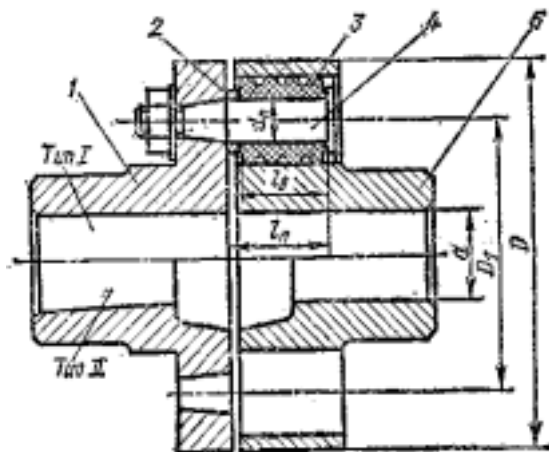
Шарнирните съединители /фиг.2.27/ се употребяват за свързване на валове с голяма ъглова несъосност /до 45°/, налагаща се от конструктивни съображения. Типичен представител на тази група съединители е кардановият съединител или т.нар. шарнир на Хук /фиг. 2.27а/. Той се състои от две неподвижни вилки 1 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

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

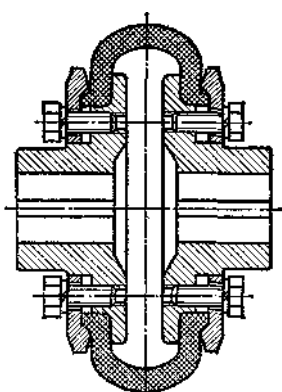
- на еластичния елемент на смачкване

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

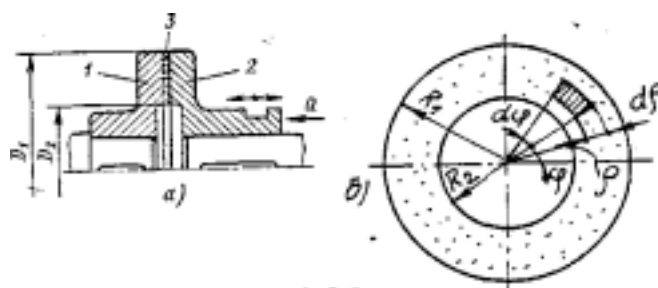
където M_{\max} е максималният въртящ момент, определен с /2.32/, D_1 е диаметърът, по който са разположени палците, l_n е дължината на палеца, z е броят на палците, a и n е диаметърът на палците, $[\sigma_{ог}]$ е допустимото напрежение на огъване за материала на палците, $[\sigma_{см}]$ е допустимото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

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

където f е коефициентът на триене при плъзгане, ρ 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

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

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

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

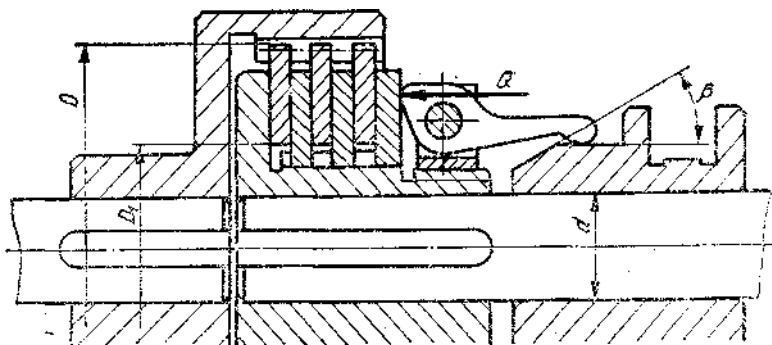
$$/2.38/ \quad M_{тр} \geq M_{max}.$$

Следователно големината на необходимия осов натиск ще бъде

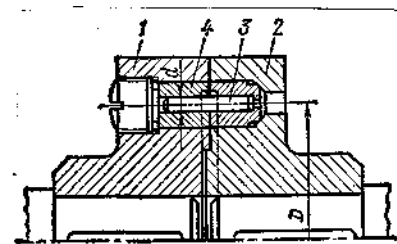
$$/2.39/ \quad Q \geq M_{max}/(fR_{тр}).$$

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 по-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.

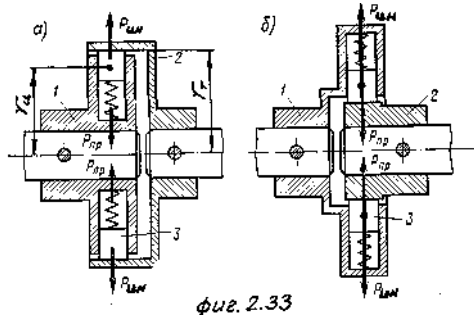
По функционалното си предназначение тези съединители се подразделят на предпазни, центробежни и с еднопосочно действие.

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.

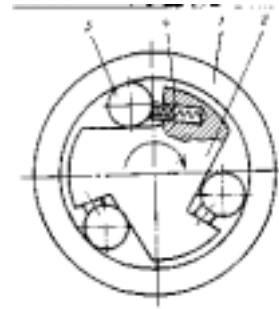
Центробежните съединители автоматично свързват или разединяват двата вала, когато ъгловата скорост надвиши някаква предварително зададена големина. На фиг.2.33а е показан центробежен съединител с автоматично включване, а на фиг.2.33б - центробежен съединител с автоматично изключване. И в двата случая 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

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

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 заклинват 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

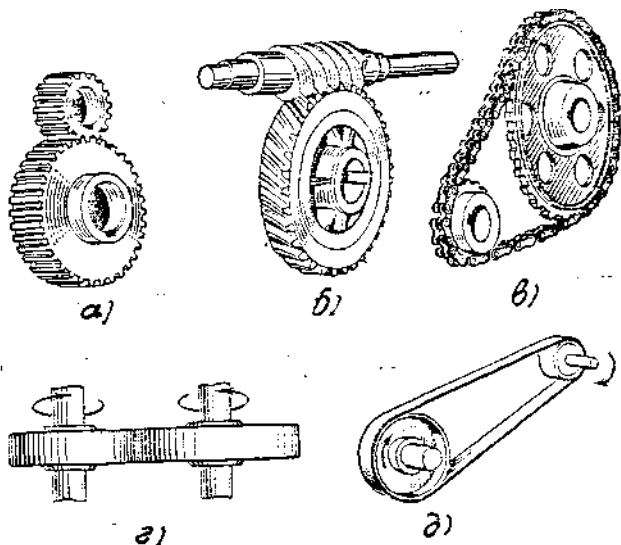
В практиката най-често намират приложение следните видове механични предавки:

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° 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

3.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ НА МЕХАНИЧНИТЕ ПРЕДАВКИ

Към основните характеристики на всяка механична предавка /фиг. 3.2/ спадат: мощността N и ъгловата скорост ω 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

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

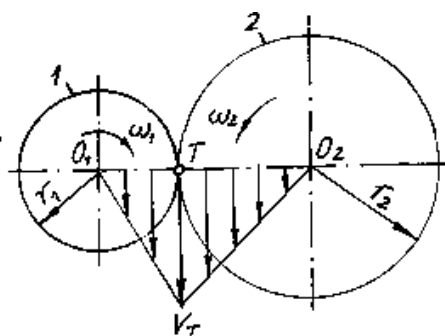
При едностъпадна предавка /фиг.3.3/ с водещо колело 1 и водимо колело 2 от равенството на периферните скорости на общата допирна точка T се получава равенството $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, откъдето определяме предавателното отношение

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

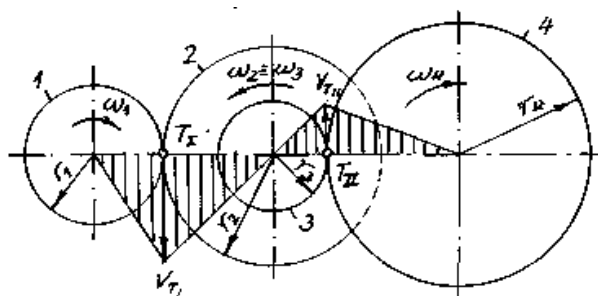
Понякога на предавателното отношение се поставят индекси, означаващи номера на водещото и водимото колело, например i_{12} , i_{14} .

При известни зависимости между

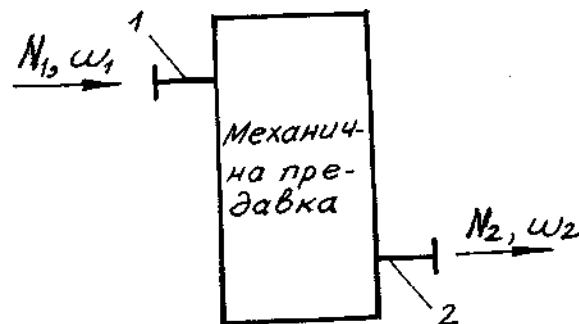
- ъгловата скорост и оборотите в минута $\omega = \frac{\pi n}{30}$,



фиг. 3.3



фиг. 3.4



фиг.3.2

- 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:

$$/3.3/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{e_2}}{M_{e_1}}.$$

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:

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

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

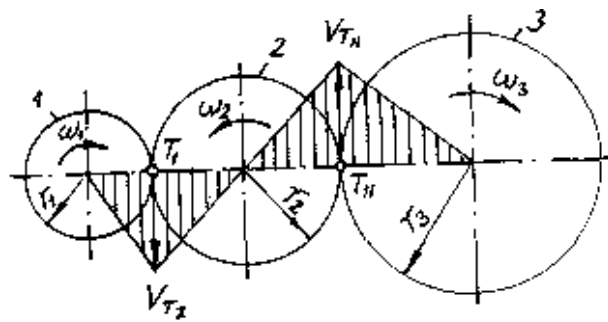
От горните равенства се получава израз за общото предавателно отношение на двустъпална предавка

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

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:

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

От известната формула за определяне мощността при равномерно ротационно движение

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

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

$$/3.10/ \quad Mv_2 = Mv_1 i \eta$$

3.3. ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

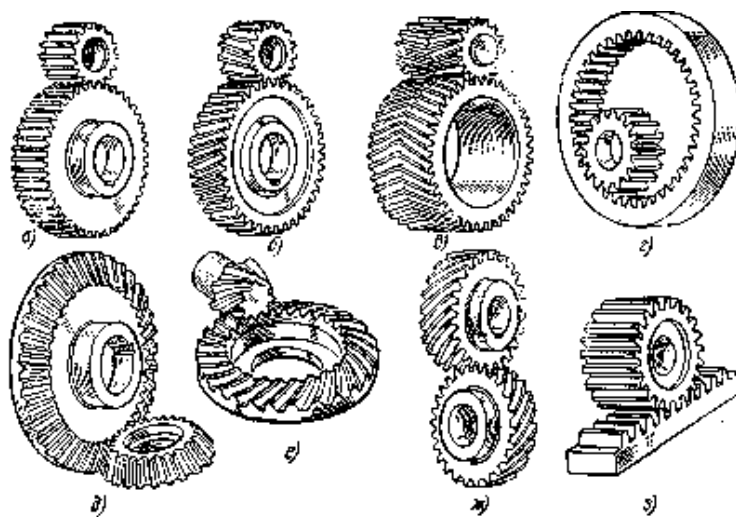
3.3.1. Основни понятия и класификация

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° /;

- конусни зъбни предавки /фиг.3.6д,е/ с пресичащи се оси /най – често под 90° /.

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

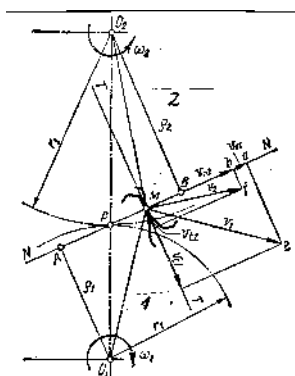
Заменянето на предавка от зъбни колела с прави зъби с предавка от зъбни колела с неправи зъби води до повишаване на плавността при работата, намаляване на шума и възможност за увеличаване предаваната мощност, но заедно с това и до оскъпяване, тъй като изработката става по-сложна.

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 (полюс на зацепването), лежаща на правата, която свързва центровете на зъбните колела, като полюсът Р дели междуосовото 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 ω_1 , а водимото колело 2 - с ъглова скорост ω_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 $T - T$ и общата нормала $N - N$, след което разлагаме скоростите V_1 и V_2 по тези две направления.

Разликата между тангенциалните компоненти $\Delta V_t = V_{t_2} - V_{t_1}$, 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

$$/3.11/ \quad V_{n_1} = V_1 \frac{O_1A}{O_1M} = \omega_1 \rho_1, \quad V_{n_2} = V_2 \frac{O_2A}{O_2M} = \omega_2 \rho_2,$$

където ρ_1 и ρ_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. $V_{n_1} = V_{n_2}$ 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

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

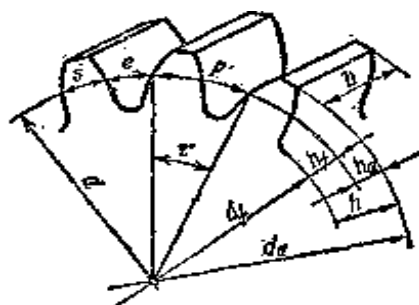
Като имаме предвид /3.11/ получаваме

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

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 въртеливо 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 π

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

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 въба 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

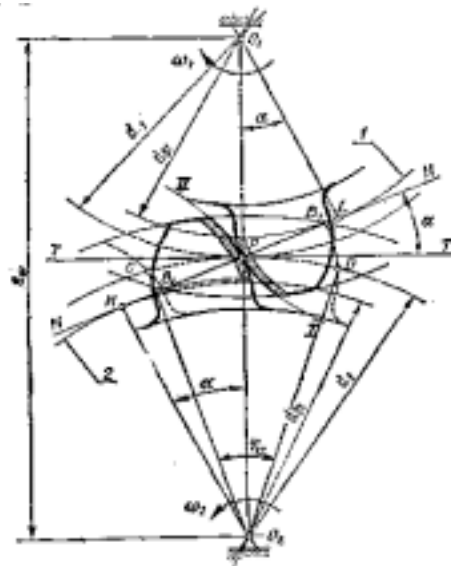
$$/3.18/ \quad A = r_1 + r_2 = d_1/2 + d_2/2 = m.(z_1 + z_2)/2,$$

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 α 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 Р 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 междуосовото 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 Т-Т към началните окръжности и линията на зацепване KL образуват ъгъл α , наречен ъгъл на зацепване. Той е стандартизиран и има стойност 20° .

Използуваните участъци от еволвентите се ограничават от окръжностите, прекарани през върховете на зъбите. Участъкът от линията на зацепване, заключен между тези окръжности /от т. V_1 до т. 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 / т. V_1 / и в края на зацепването / т. 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 защриховани.

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 ϕ_γ . Централният ъгъл τ , 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

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

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.

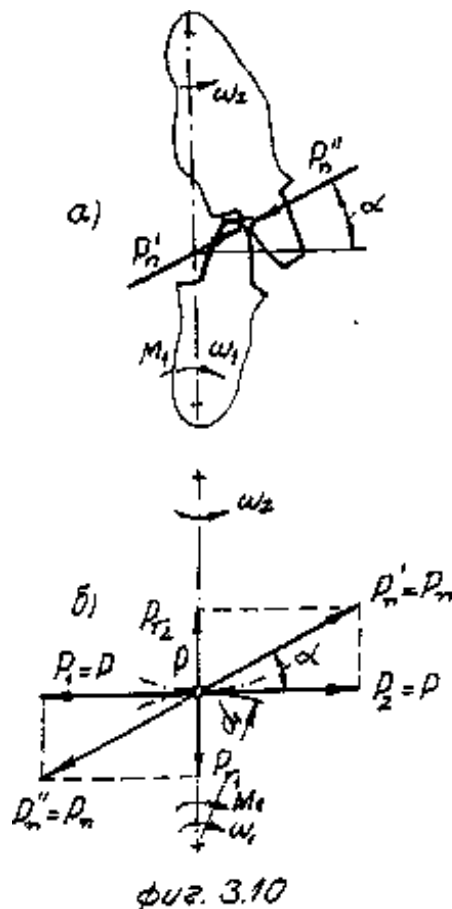
Сили действащи при зацапването. При съвместната работа на цилиндрични зъбни колела с прави зъби в мястото на допирание водещото колело действа с известна сила върху водимото колело, като по този начин се осъществява предаване на въртящия момент. Тази сила натоварва не само зъбите на зъбните колела, но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

$$Pr_1 = Pr_2 = Pr = P_n \cdot \sin \alpha.$$

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

$$/3.22/ \quad P = \frac{2M_{в1}}{d_1},$$

където $M_{в1}$ 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

$$/3.23/ \quad P_r = P \operatorname{tg} \alpha,$$

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

където α 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

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

2. Проверочно пресмятане

- на контактна якост

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

- за огъване

$$/3.28/ \quad \sigma_{oz} = \sqrt[3]{\frac{0,64M_1 k_o k_k}{k_\varepsilon B y z_1 m^2}} \leq [\sigma_{oz}].$$

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, $k_d = 1,3 \div 5$,

ψ_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_ε - 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.

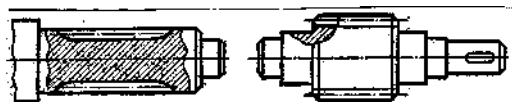
Материалите за изработване на зъбните колела се избират от изискванията, предявявани към габаритите и теглото на предавката, от приетата точност и начина на изработване и от големината на периферната скорост. За периферни скорости до 3 m/s се използват конструкционни качествени стомани марки 20, 35,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

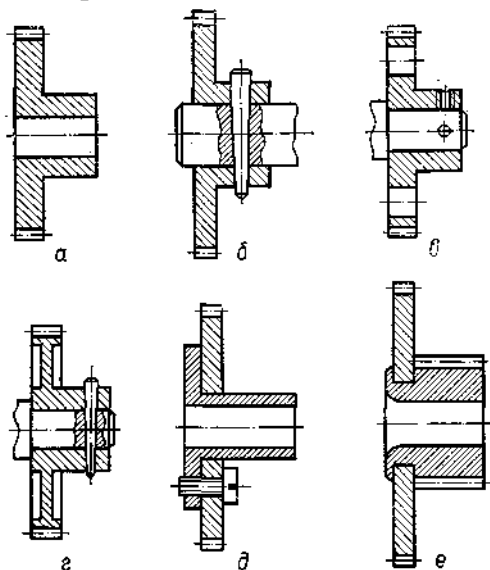
Конструкцията на зъбните колела зависи от техните размери, метода на изработка и вида на материала. При конструиране на колелата трябва да се стремим да им придадем такава форма, която да удовлетворява редица изисквания за якост, малко тегло, икономичност и др.

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 валовете 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,

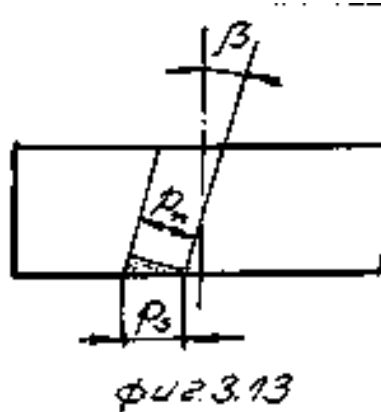
- допускат по-големи периферни скорости и по-големи предавателни отношения.

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° , а във втория - по-голям от 35° . 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 α спрямо тангенциалната равнина. Тя може да се разложи на две съставляващи

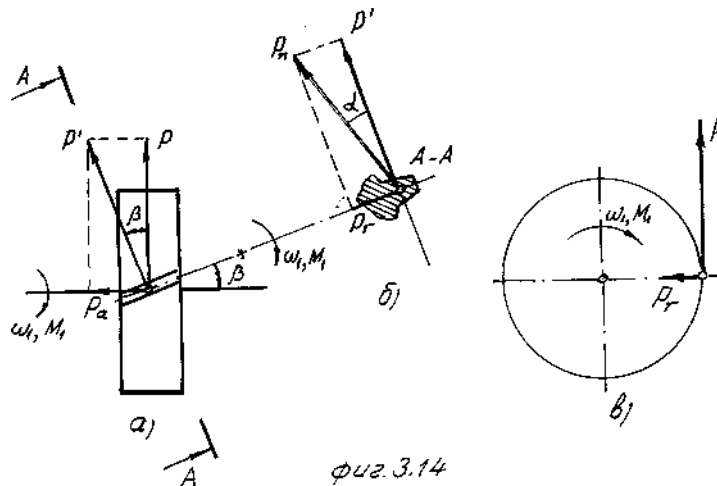
$$/3.35/ \quad P' = P_n \cdot \cos \alpha,$$

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

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 β 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

$$/3.45/ \quad \sigma_k = \frac{0,74}{a} \sqrt{\frac{M_1 k_d k_k (1+i)^3 E_{np} \cos \beta}{k_\varepsilon B i}} \leq [\sigma_k].$$

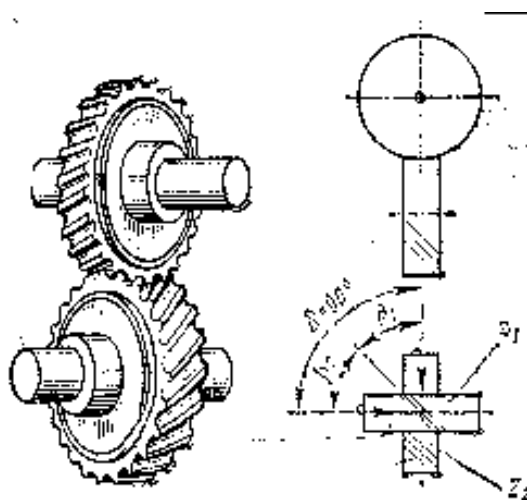
- на огъване

$$/3.46/ \quad \sigma_{0z} = \sqrt[3]{\frac{0,64 M_1 k_d k_k}{k_\varepsilon B y_1 z_1 m_n^2}} \leq [\sigma_{0z}].$$

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 β 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 β_1 и β_2 , като сумата от тези ъгли трябва да бъде равна на ъгъл δ . 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 израза

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

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 израза

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

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.

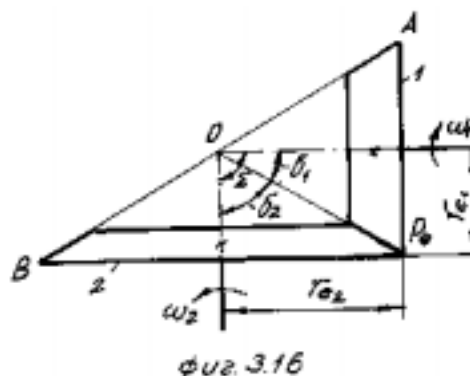
При реверсивни винтови зъбни предавки обикновено се приема $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$.

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 въртеливо 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 O на геометричните оси на свързаните валове.

Общият ъгъл на конусната предавка е

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

където δ_1 и δ_2 са ъглите на делителните конуси.

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

Ако с ω_1 е означена ъгловата скорост на задвижващото колело 1, а с ω_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 δ_1 и δ_2 могат да се определят чрез предавателното отношение i и ъгъла Σ , 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

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

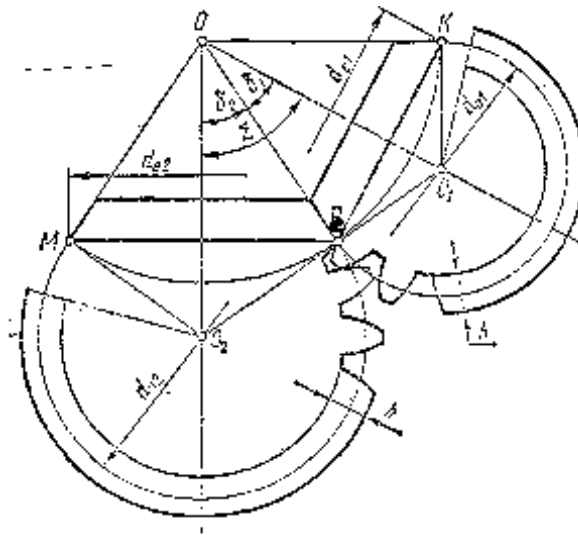
Като се вземе предвид, че $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ или $\delta_1 = \Sigma - \delta_2$ и $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ за ъглите на делителните конуси се получават изразите

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

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

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

$$/3.57/ \quad \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2} \quad \text{и} \quad /3.58/ \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{i} = \frac{z_2}{z_1}.$$



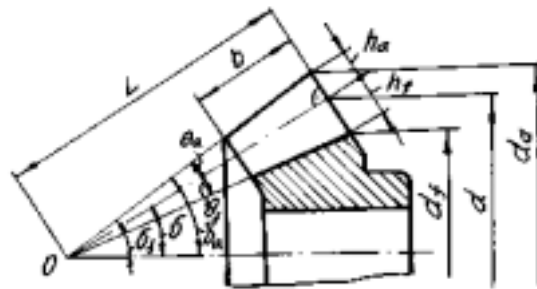
Фиг. 3.17

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 O 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

$$/3.59/ \quad d_{r1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1} \quad \text{и} \quad /3.60/ \quad d_{r2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2},$$

където δ_1 и δ_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

$$/3.61/ \quad d = zm_e,$$

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

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

Дължината на образуващата на конусната зъбна предавка се определя от

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

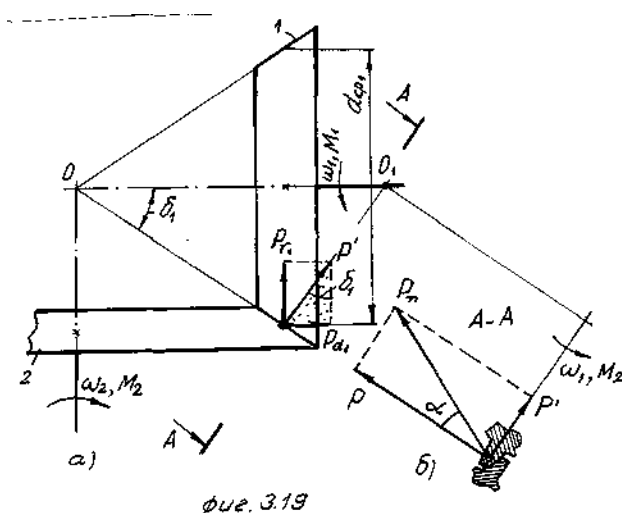
Върховете ъгли на конусното зъбно колело се пресмятат от зависимостите

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

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 $b = 1/5 \div 6/m_e$, но не повече от $1/3L$.



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 валовете 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

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

- на огъване

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

2. Проверочно пресмятане

- контактна якост

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

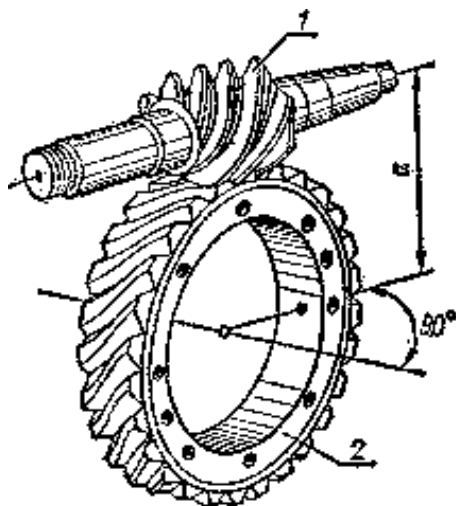
- на огъване

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

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

3.3.7. Червячни предавки

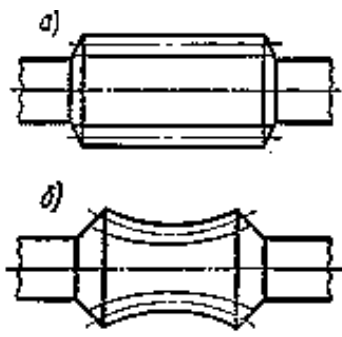
Основни понятия и класификация. Червячните предавки /фиг.3.20/ се употребяват за предаване на въртливо движение между валове, геометричните оси на които са кръстосани в пространството обикновено под 90° . Всяка червячна предавка се състои от червячен винт /червяк/ 1 и винтово /червячно/ колело 2. Червякът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



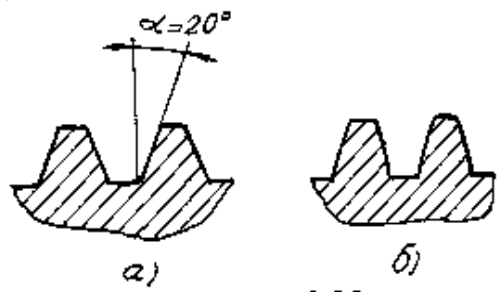
фиг. 3.20

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

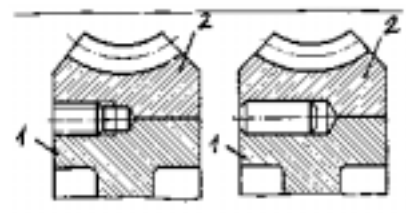


фиг. 3.22

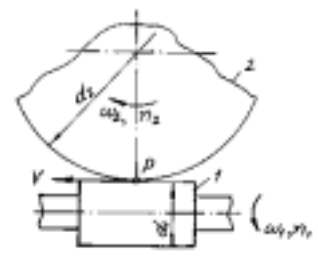
червяци имат по-голяма носеща способност, но поради трудното им изработване и необходимостта от специално охлаждане имат по - ограничено приложение.

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 израза

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

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,

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

където $A_{пол} = QP_h$ е полезната работа, а $A_{вл} = P\pi d_2$ 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

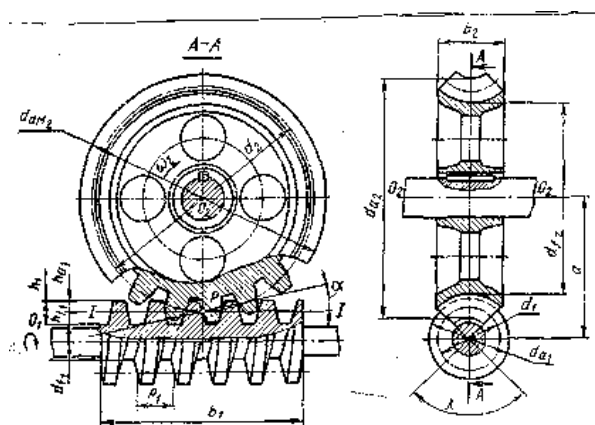
$$/3.82/ \quad \eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')},$$

където γ е ъгълът на наклона на винтовата линия, а ρ' 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

$$- \text{ при } z_1 = 1 - 2, \quad b_2 \leq 0,75d_{a1},$$

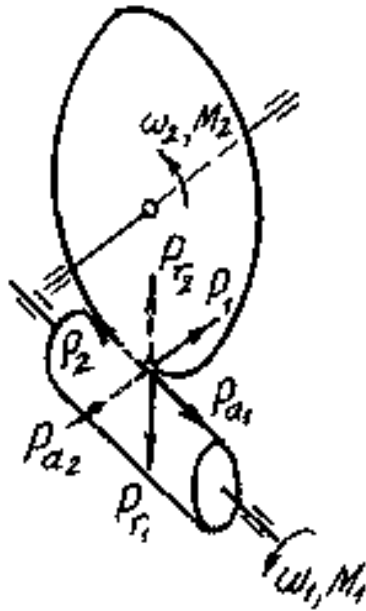
$$- \text{ при } z_1 = 3 - 4, \quad b_2 \leq 0,67d_{a1}.$$

Ъгълът на обхващане на червяка λ се избира в границите от 60 до 120° .

Междусовото 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

$$/3.100/ \quad m \geq 1,33 \sqrt{\frac{M_2 k_d k_k E_{np}}{\psi_m k_\epsilon z_2^2 [\sigma_k]^2}},$$

- на огъване

$$/3.101/ \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{0,64 M_2 k_d}{\psi_m k_\epsilon y_2 z_2 [\sigma_{oz}]_2}}.$$

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.

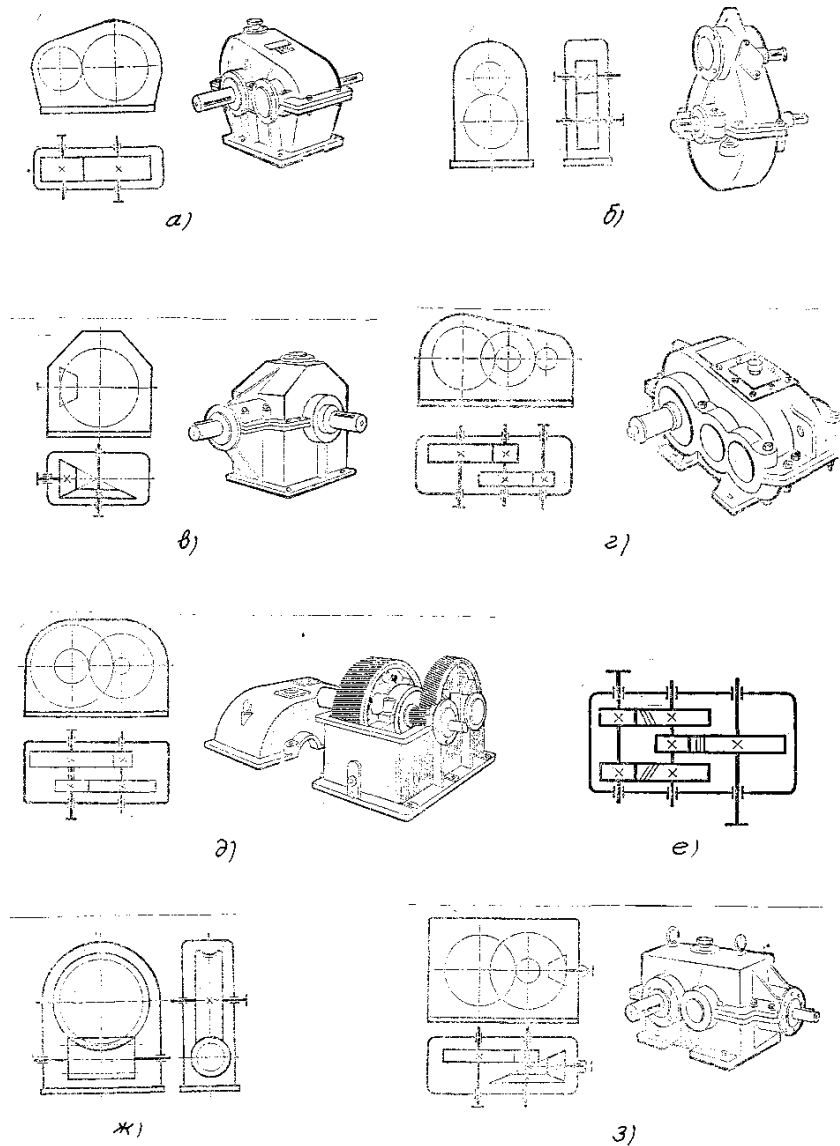
Поради голямото приложение на редукторите в общото машиностроене и уредостроене те са стандартизирани и се произвеждат масово.

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 конусни зъбни колела,
- фиг.3.27г - двустъпален хоризонтален редуктор с цилиндрични зъбни колела по разгънатата 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

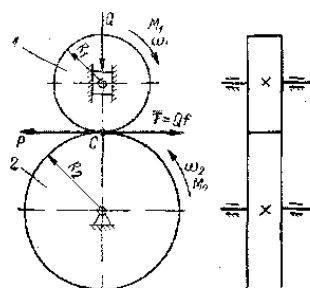
предавателно отношение между отделните зависи от габаритите на редуктора, рационалността на конструкцията на корпуса и удобството при монтажа.

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.



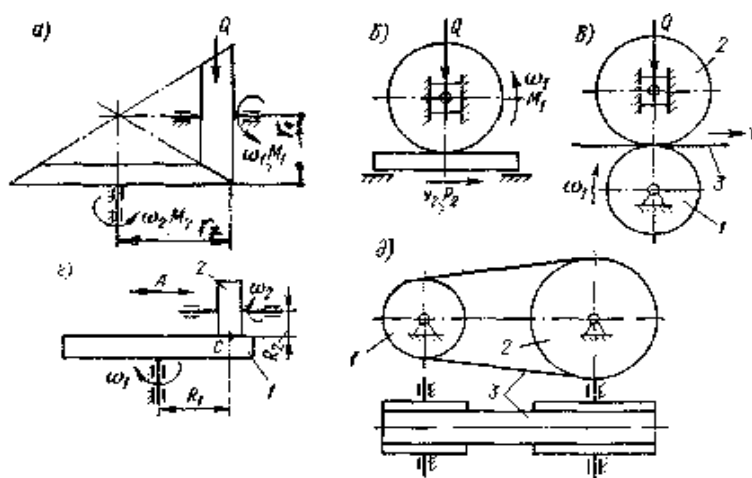
Фиг. 3.28

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° .

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 израза

$$/3.104/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} \xi,$$

където ξ 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 израза

$$/3.106/ \quad Q \geq \frac{M_2}{fR_2}.$$

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 η ,

$$/3.107/ \quad Q = \frac{kM_2}{\eta fR_2},$$

където k е коефициентът на запаса, който ориентировъчно може да се приеме от 1,2 до 3, а η 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 обръща 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 израза

$$i_{\min} = \frac{1}{i_{\max}}.$$

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 израза

$$/3.109/ \quad D = \frac{\omega_1 / i_{\min}}{\omega_1 / i_{\max}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}.$$

За симетрични вариатори

$$/3.110/ \quad D = \frac{i_{\max}}{1/i_{\max}} = i_{\max}^2,$$

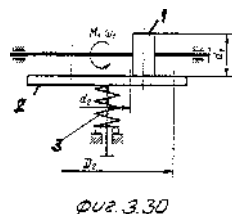
откъдето получаваме

$$/3.111/ \quad i_{\max} = \sqrt{D}.$$

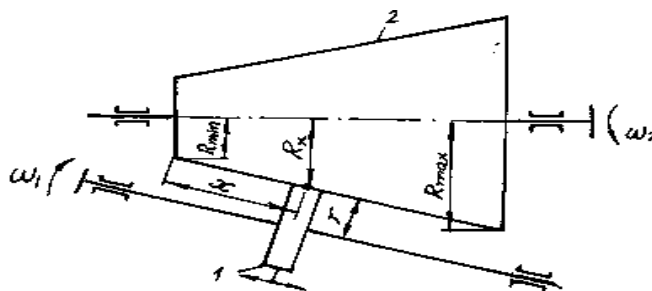
От кинематична гледна точка фрикционните вариатори се разделят на прости - с непосредствен контакт, и сдвоени - с междинно тяло.

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



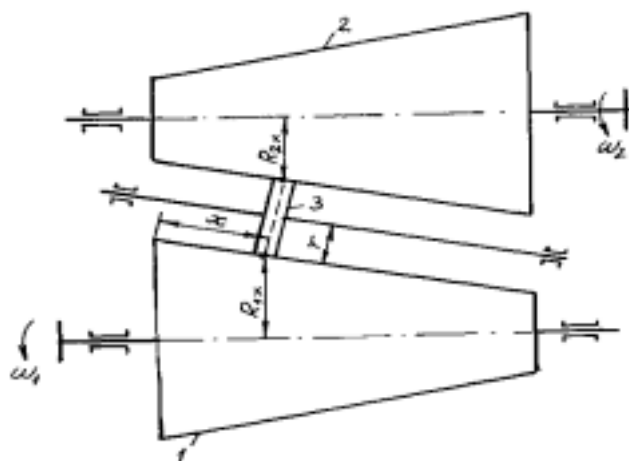
Фиг. 3.31

другата страна на вертикалната ос на колелото 2 се сменя посоката на

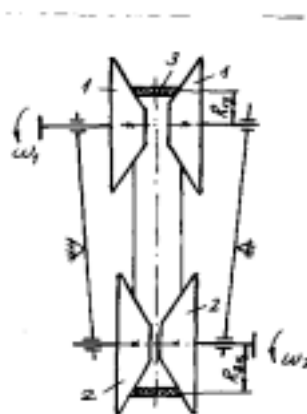
въртене, т.е. настъпва т.нар. реверсиране. Поради простото си устройство и възможността за реверсиране на движението простите челни вариатори са широко разпространени.

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 ω_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/.

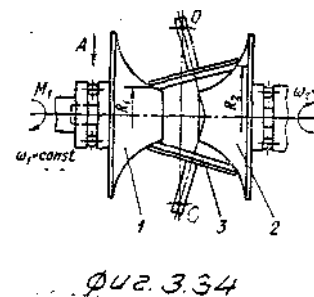
Към групата сдвоени вариатори с междинно тяло спадат вариаторите, при които изменението на оборотите става с едновременното изменение на работните радиуси на задвижващото и задвижваното колело с помощта на междинен елемент. На фиг.3.32 е показана схема на сдвоен конусен вариатор с междинна ролка 3 и 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.

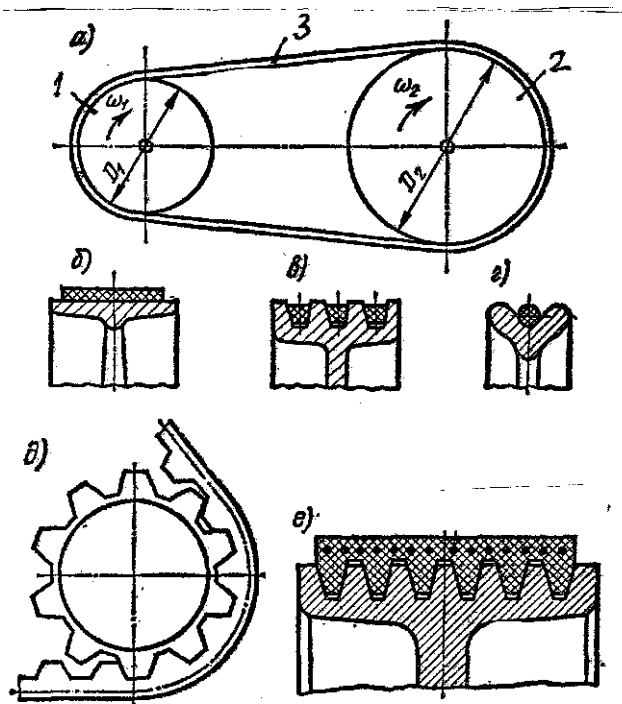
На фиг.3.33 е показана конструкция на конусен вариатор. Изменението на оборотите става чрез едновременното приближаване или отдалечаване на конусните шайби 1-1 и 2-2 по направление на техните оси, при което свързващата ги лента 3 променя работните им радиуси.

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.3.35в/, 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 ε , определен с израз

$$/3.113/ \quad \varepsilon = \frac{V_2 - V_1}{V_1}$$

който има стойност от 0,01 до 0,03.

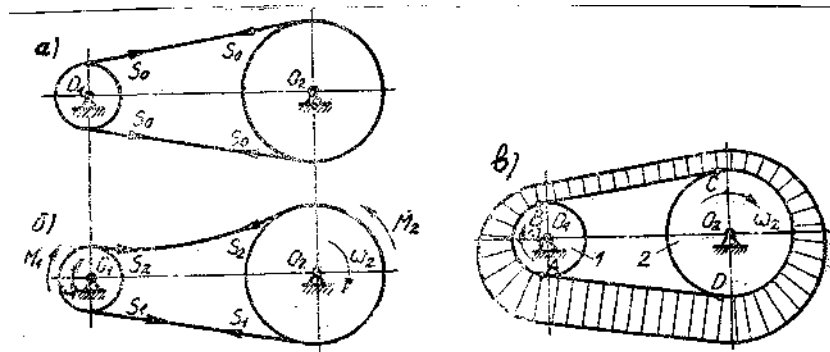
Следователно действителното предавателно отношение при ремъчните шайби има вида

$$/3.114/ \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \frac{1}{1-\varepsilon}.$$

За създаване на необходимото триене между ремъка и ремъчните шайби /фиг.3.36а/ ремъкът се опъва с предварителна сила

$$/3.115/ \quad S_0 = \sigma_0 F,$$

където σ_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 ΔS_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 ΔS_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.О₁ на действащите сили

$$/3.116/ \quad S_1 R_1 - S_2 R_1 - P R_1 = 0,$$

получаване връзката между усилията S_1 и S_2 и периферната сила P , приложена върху задвижващата шайба

$$/3.117/ \quad S_1 - S_2 = P.$$

От събирането на /3.116/ и /3.117/ S_1 и S_2 за получаваме

$$/3.118/ \quad S_1 + S_2 = 2S_0.$$

Зависимостта между S_1 и S_2 се определя от формулата на Ойлер /9/

$$/3.119/ \quad S_1 = S_2 e^{f\alpha_1},$$

където f е коефициентът на триене между ремъка и шайбите, а α_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

$$/3.120/ \quad S_1 = P \frac{e^{f\alpha_1}}{e^{f\alpha_1} - 1},$$

$$/3.121/ \quad S_2 = P \frac{1}{e^{f\alpha_1} - 1},$$

$$/3.122/ \quad S_0 = \frac{P}{2} \left(\frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} \right).$$

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

$$/3.123/ \quad \frac{P}{F} = (\sigma_n)_0 C_0 C_1 C_2 C_3 \leq [\sigma_n],$$

където $P = \frac{2M_2}{D_2}$ е периферната сила,

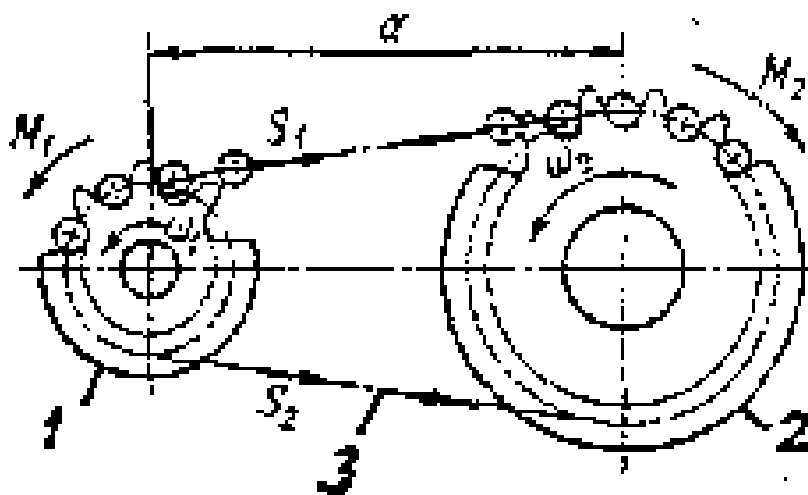
F е напречното сечение на ремъка, $(\sigma_n)_0$ е опитното полезно напрежение на ремъка, C_0 е коефициентът, зависещ от вида и разположението на предавката, C_1 е геометричният коефициент, отчитащ влиянието на ъгъла на обхващане на ремъка около малката ремъчна шайба, C_2 е скоростният коефициент отчитащ 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 опъвано 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.



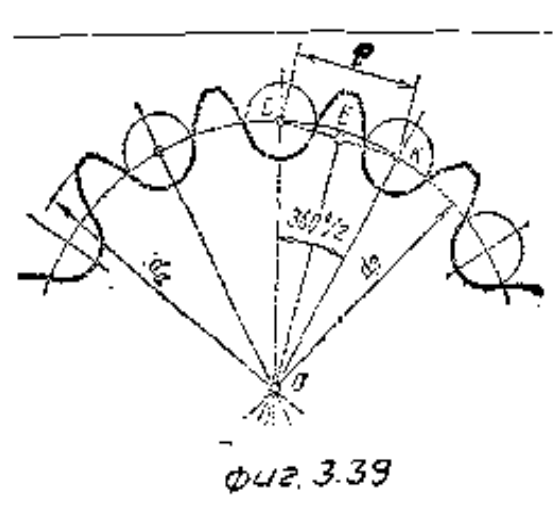
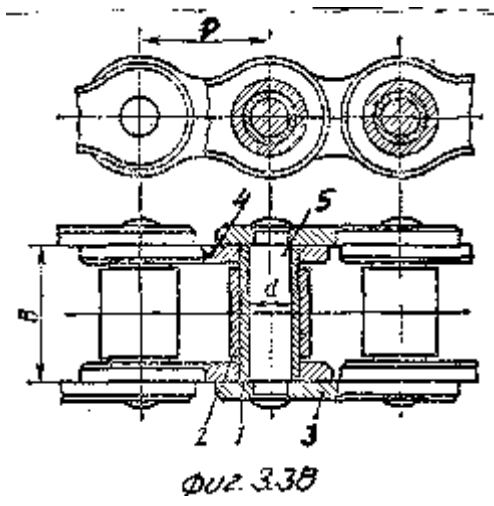
Фиг. 3.37

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

/3.124/
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

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

$$/3.125/ \quad \frac{p}{2} = \frac{d_o}{2} \sin \frac{360^\circ}{2z} .$$

Външният диаметър на верижното колело се пресмята с изрази

$$/3.126/ \quad d_a = p \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} + 0,5 \right) ,$$

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

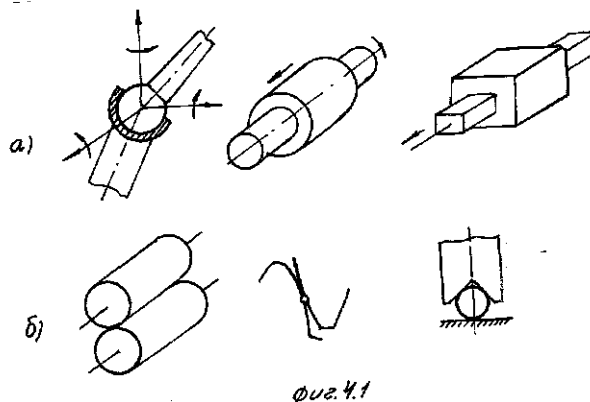
В тази глава се разглеждат накратко въпроси от теорията на механизмите, свързани с кинематичното им изследване. Въпросите от динамиката на механизмите не се разглеждат по програмни съображения. При кинематичното изследване на механизмите се използват някои изводи и закони от теоретична механика, свързани 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.

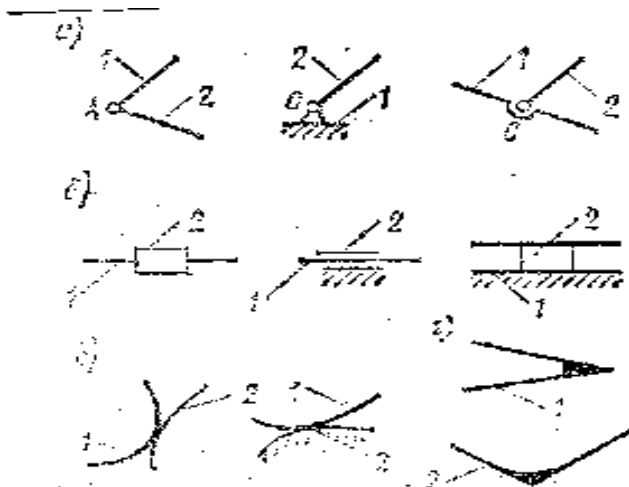
Телата, образуващи механизма, се наричат звена. Звеното е част или няколко части, свързани неподвижно помежду си. Неподвижното звено на механизма /корпус, основа/ се нарича стойка. Звеното, на което се предава движението за преобразуване, се нарича водещо /входно/, а останалите подвижни звена се наричат 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/.

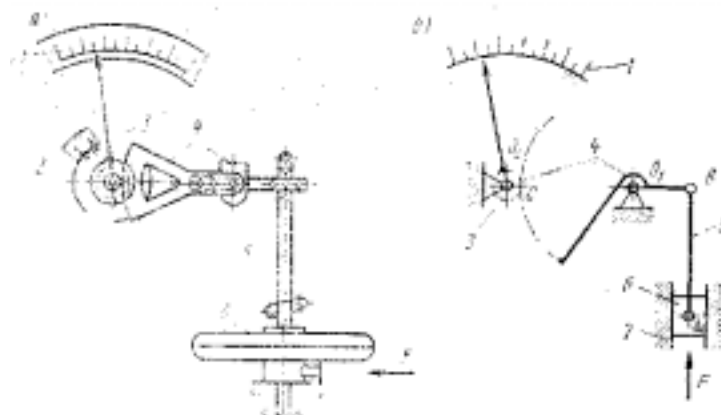
Съвкупността от няколко звена, свързани с кинематични връзки, се нарича кинематична верига. Кинематичните вериги, както и кинематичните двойки, могат да бъдат: прости и сложни, отворени и затворени, равнинни и пространствени. Най-широко разпространение в уредостроенето имат затворените кинематични вериги.



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 щриховка.

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 трансляционни / 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. Артоболовски /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 връзките			Брой на свързаните звена	Степен на свобода
	I	II	III		
I		—	—	2	4
II			—	2	4
III			—	3	3
IV			—	4	2
V				5	1

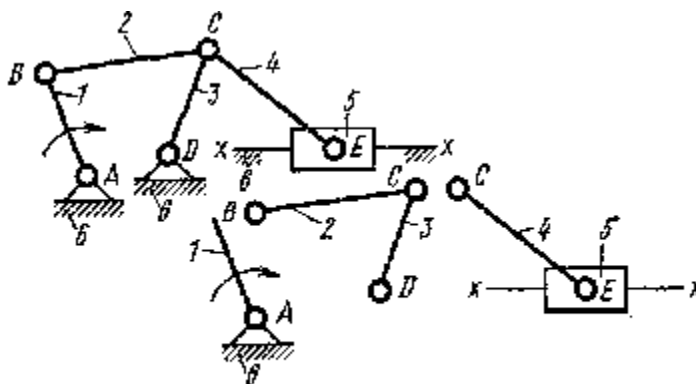
фиг. 4.4

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 ψ 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 ψ и q могат да бъдат ъгли или линейни величини, /4.2/ може да бъде представено в един от следните четири вида

$$/4.3/ \quad \psi = \psi(\varphi, p_i),$$

$$/4.4/ \quad \psi = \psi(s, p_i),$$

$$/4.5/ \quad S = S(\varphi, p_i),$$

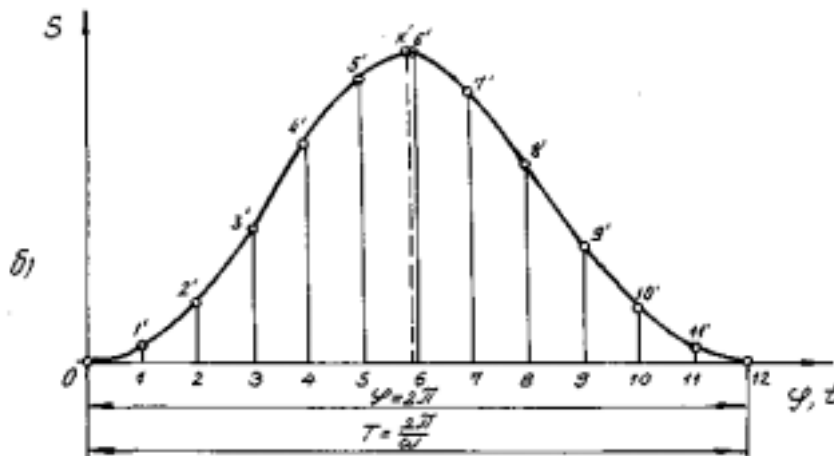
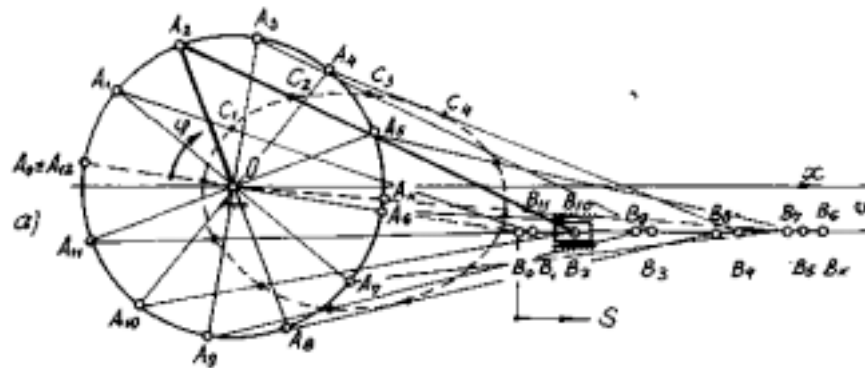
$$/4.6/ \quad S = S(s, p_i),$$

където ψ и S представляват ъгловата и линейната координата на водимото звено, въртящо се или движещо, φ 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,

$$\mu_L = \frac{L_{действ.}}{L}, \text{ m/mm.}$$

Като пример за геометрично изследване разглеждаме неаксиалния коляно – мотовилков механизъм с ексцентрицитет e , показан на фиг.4.6а в мащаб на дължините μ_L . За начално положение на задвижващото звено. В случая избираме крайното ляво положение на точката В, определено по геометричен път.



фиг. 4.6

За начертване 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

$$/4.7/ \quad T = \frac{2\pi}{\omega},$$

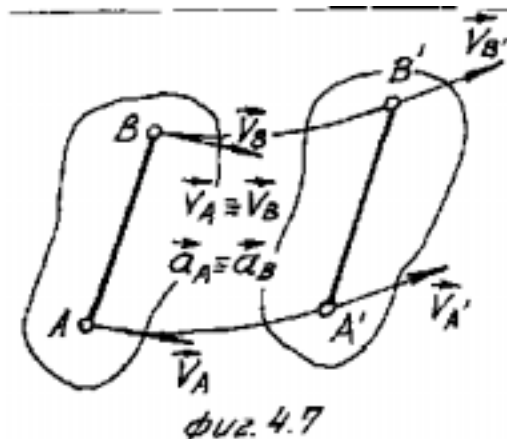
където ω е ъгловата скорост на задвижващото звено.

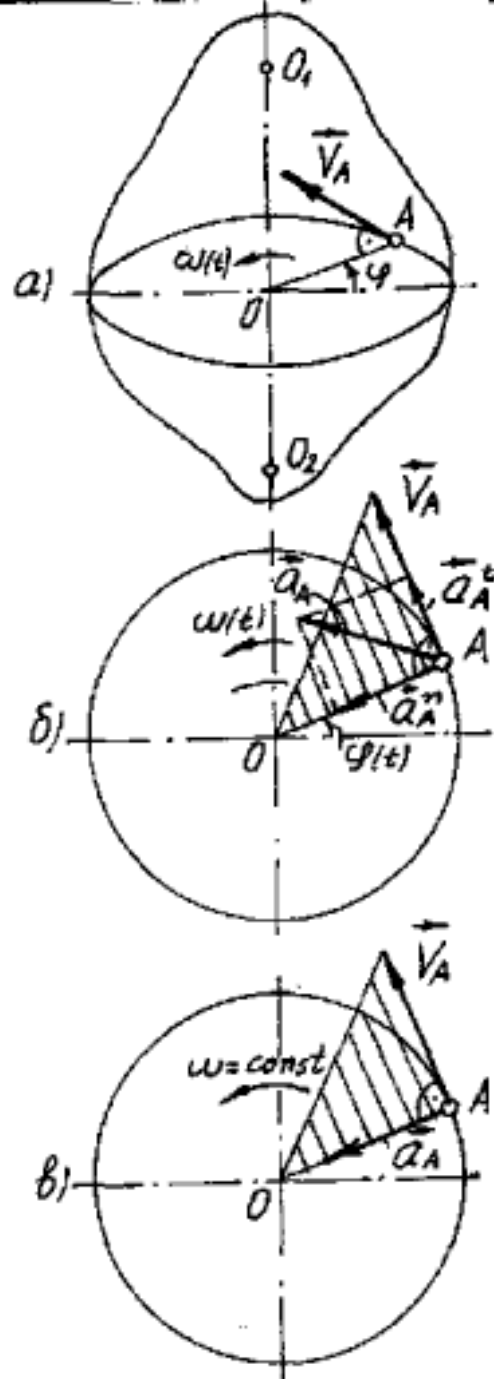
За построяване на траекторията на определена точка C от звеното AB прилагаме разгледания по-горе метод на засечките. От точките A_0, A_1, \dots, A_{12} с радиус, равен на отсечката AC , описваме дъги до пресичането им със съответните междинни положения на звеното AB , при което се получават точките C_0, 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/ Трансдационно движение /фиг.4.7/. Всички точки от тялото имат еднакви скорости и ускорения, а траекториите им са еквилистантни 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 израза

$$/4.8/ \quad V_A = \omega(t) \overline{OA},$$

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

$$/4.9/ \quad \vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^t,$$

където

$$/4.10/ \quad |\vec{a}_A^n| = \frac{V_A^2}{OA} = \omega^2(t) \cdot \overline{OA}$$

е нормалното ускорение на точката А с посока винаги от към центъра на ротация О, а

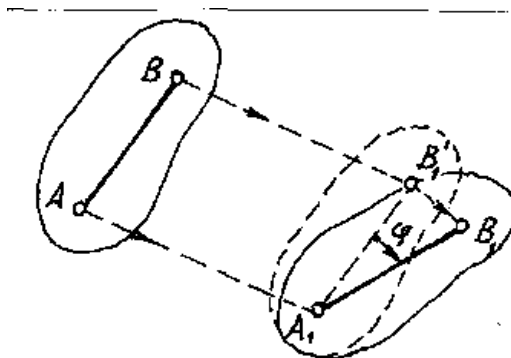
$$/4.11/ \quad |\vec{a}_A^t| = \varepsilon(t) \overline{OA},$$

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 натаangenциалното 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 Δt , 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 φ до сливането и с точка B_1 .



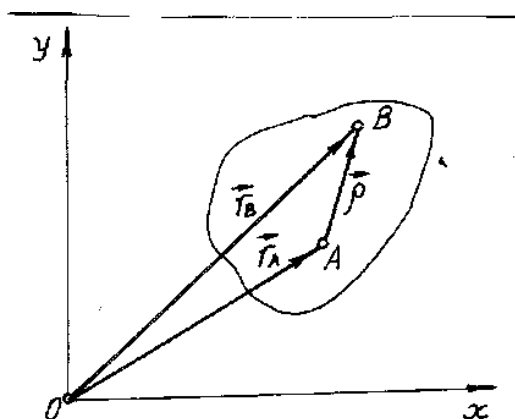
фиг.4.9

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

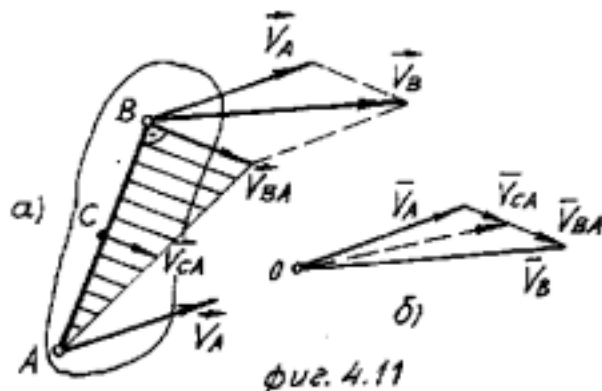
$$/4.12/ \quad \vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{\rho},$$

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.



фиг. 4.10



фиг. 4.11

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 израза

$$/4.15/ \quad V_{CA} = \omega_{BA} \overline{AC} = \frac{V_{BA}}{AB} \overline{AC} \quad ,$$

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,

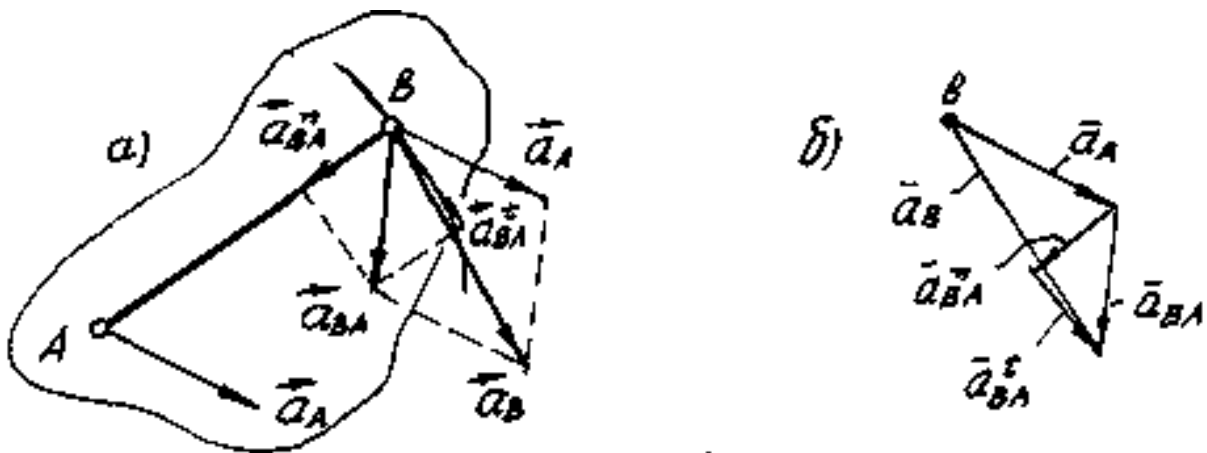
$$/4.16/ \quad \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} .$$

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

$$/4.17/ \quad \vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t ,$$

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

$$/4.18/ \quad \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t .$$

Планът на ускоренията е показан на фиг.4.12б.

Определяне на скоростите чрез моментния център на скоростта

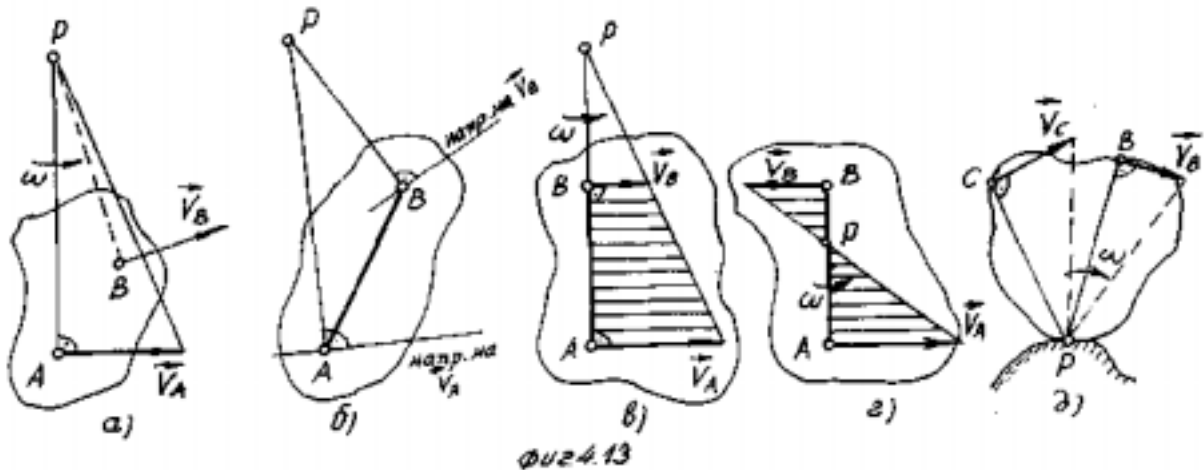
Във всеки момент при равнинно движение на дадено тяло съществува точка Р, скоростта на която е нула. Тази точка се нарича моментен център на скоростта. Поради

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 ω 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° в посока на ъгловата скорост ω .

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 ω .

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 израза

$$/4.19/ \quad \overline{PA} = \frac{V_A}{V_A - V_B} \overline{AB},$$

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

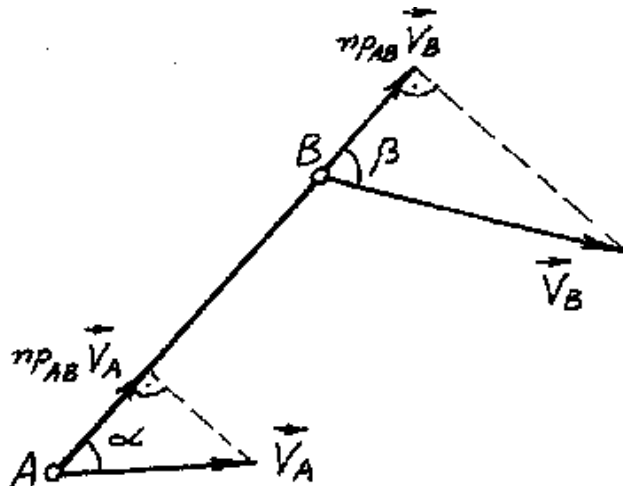
$$/4.20/ \quad \overline{PA} = \frac{V_A}{V_A + V_B} \overline{AB}$$

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/.

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 кинематичната 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 μ_s и μ_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 π прекарваме лъчи πa_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 т. 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 израза

$$/4.23/ \quad \mu_{V'} = \frac{1}{H'} \frac{\mu_s}{\mu_t}$$

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 израза

$$/4.24/ \quad \mu_{V''} = \frac{1}{H'} \frac{1}{H''} \frac{\mu_s}{\mu_t^2}$$

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

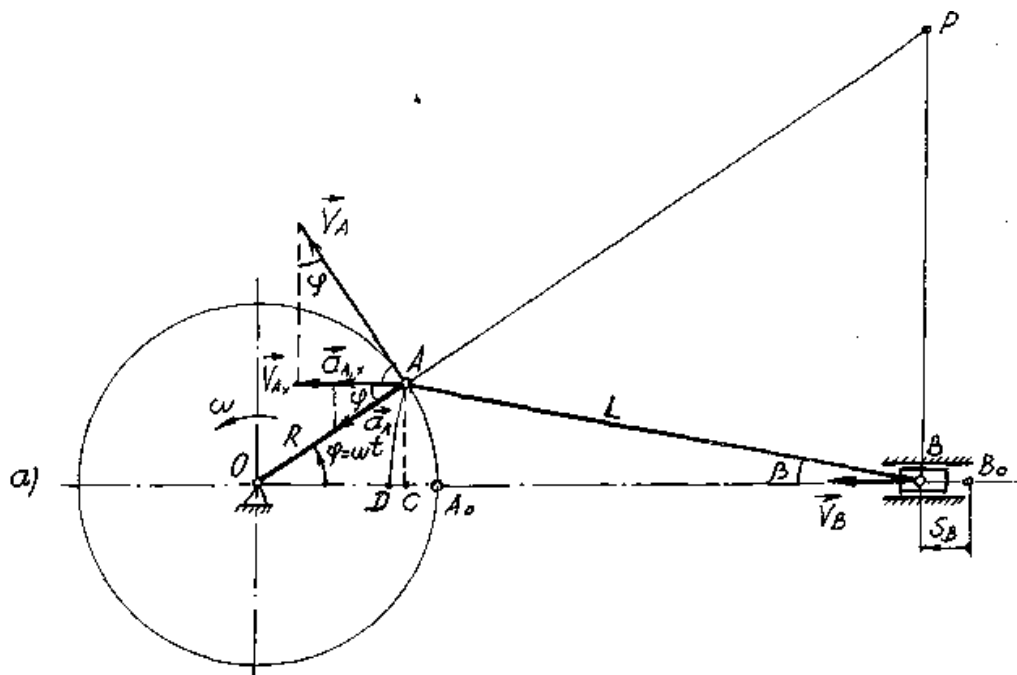
Тук ще бъдат дадени общи сведения и ще бъде направено кинематично изследване на някои най-често използвани механизми в общото машиностроене и уредостроене.

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/

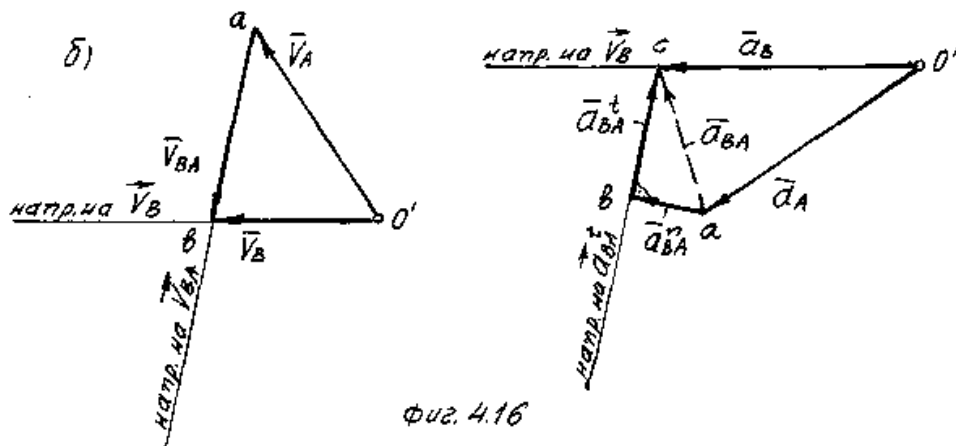
или обратно. Звеното АВ наречено мотовилка, извършва равнинно движение, като точката А се движи по окръжност, а другата му точка В – по права линия. Ако линията на движение на кръстоглава минава през центъра на въртене на коляното т.О, механизмът се нарича централен или аксиален, в противен случай – 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 ω ъгълът на завъртане на коляното е $\varphi = \omega t$. За показаното положение на коляно – мотовилковия механизъм на фиг.4.16а, начертано в мащаб μ_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/

$$S_B = \overline{OB}_0 - \overline{OB} = / \overline{OA}_0 + \overline{A}_0\overline{B}_0 / - / \overline{OC} + \overline{CB} / = / \overline{OA}_0 - \overline{OC} / + / \overline{A}_0\overline{B}_0 - \overline{CB} / = \overline{A}_0\overline{C} + \overline{CD} = \overline{A}_0\overline{D},$$

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 β 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/
$$S_B = R(1 - \cos \varphi) + L\left(1 - 1 + \frac{R^2}{2L^2} \sin^2 \varphi\right) = R(1 - \cos \varphi) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \varphi.$$

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 големината

/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 помощта 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 Ox , \vec{V}_A е скоростта на т.А от задвижващото звено с големината $V_A = \omega \overline{OA}$, направление перпендикулярно на коляното OA и посока съответстваща на посоката на ъгловата скорост ω , а \vec{V}_{BA} е скоростта на т.В спрямо т.А, на която познаваме само направлението – перпендикулярно на AB .

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 μ_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 , $a_A^n = a_A^n = V_A^2 / \overline{OA} = \omega^2 \overline{OA}$ /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 големина / $a_A^n = \omega^2 \overline{OA}$ / 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 големина / $a_{BA}^n = V_{BA}^2 / \overline{AB}$ / 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 μ_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,

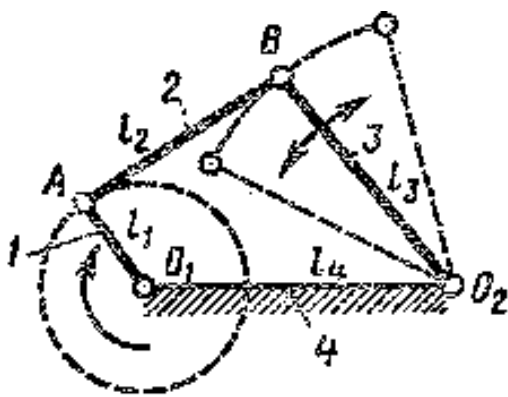
перпендикулярна на звеното АВ. След това от т.О'' прекарваме права, успоредна на направлението на скоростта \vec{V}_B . Пресечната точка С на така прекараните прави затваря векторния многоъгълник, с помощта на който се определя ускорението на точка В по големина $a_B = \overline{a_B} \mu_a$ и посока.

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/.

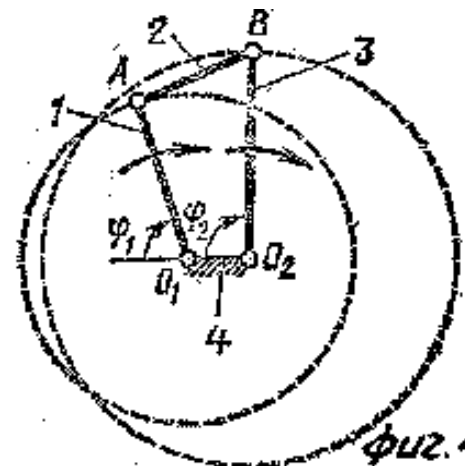
4.3.2. Четиризвнен механизъм

Принципна схема на четиризвнен 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° 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.

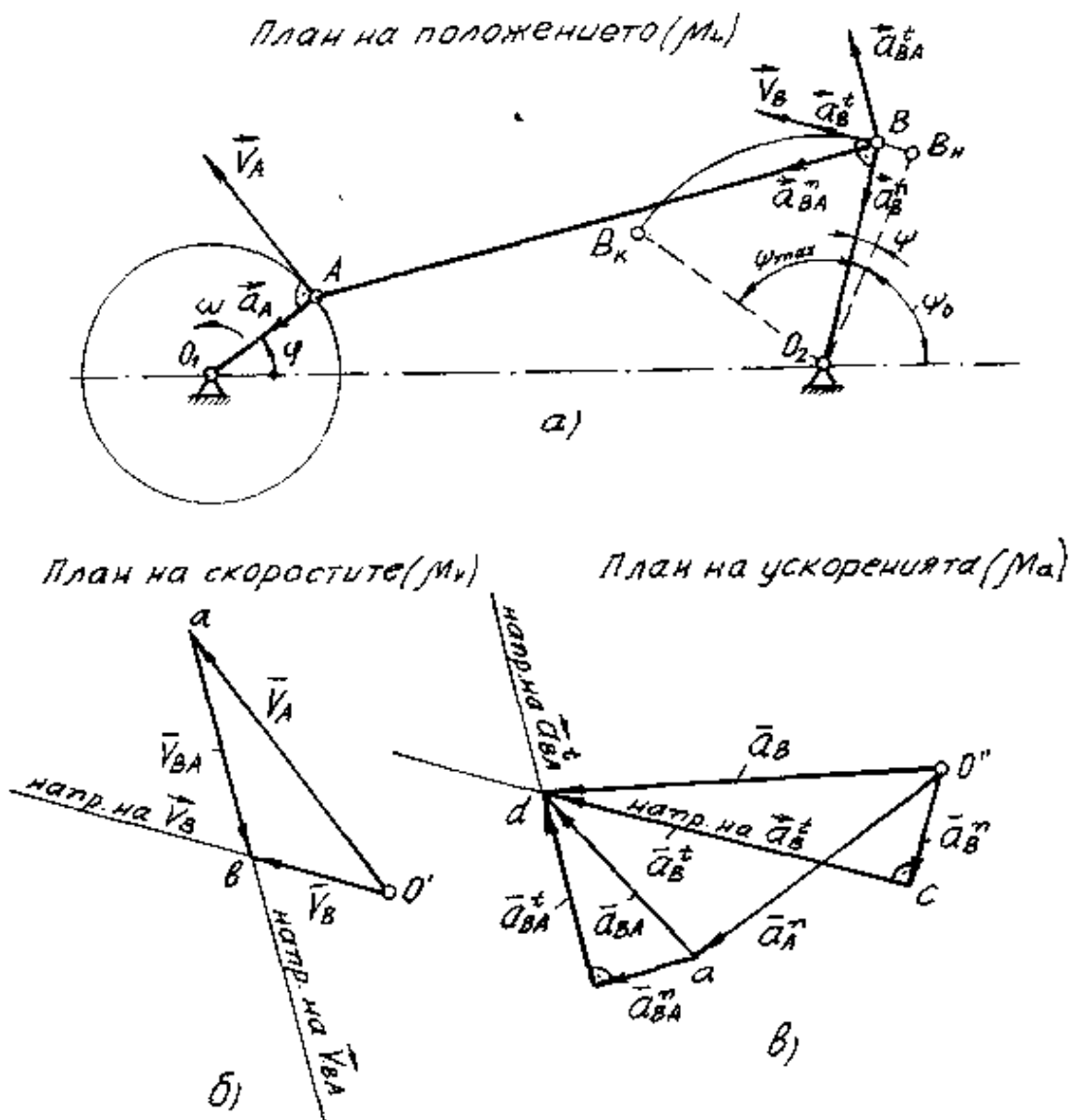
Когато дължината на звеното 4 /стойка/ е най-малка /фиг.4.18/, механизъмът се нарича двуколянов и звената 1 и 3 могат да се завъртат около O_1 и O_2 на 360° . Този механизъм намира приложение в уредостроенето за осигуряване на неравномерно въртене на звеното 3 при равномерно въртене на водещото звено 1.

На фиг.4.19. е направено кинематично изследване за определено положение на четиризвнен механизъм със задвижващо звено O_1A , въртяща се с ъглова скорост ω . При завъртане на звеното O_1A на 360° /фиг.4.19а/ звеното O_2B извършва трептливо движение на ъгъл ψ_{max} при начален ъгъл ψ_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 помощта на векторното уравнение

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$



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 ω , а

\vec{V}_{BA} е относителната скорост на т.В с направление, перпендикулярно на звеното АВ.

Векторният скоростен триъгълник /план на скоростите/ при мащаб на скоростите μ_v е показан на фиг.4.19б.

Големина на ъгловата скорост ω_{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 $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}$ или в разгънат вид

$$/4.36/ \quad \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^t = \vec{a}_A^n + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t.$$

В него са известни следните величини: \vec{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 звеното O_2B и посока, насочена към O_2 ; \vec{a}_B^t е тангенциалното ускорение на т.В с направление, перпендикулярно на направлението на звеното АВ; \vec{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 ; \vec{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 \vec{a}_{BA}^t е тангенциалното ускорение на направлението на звеното АВ.

Векторният многоъгълник на ускоренията /план на ускоренията/ при мащаб на ускоренията μ_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 ψ , ъгловата скорост ω_{O_2B} и ъгловото ускорение ε_{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. Лариков, 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. Ращин, Г.Н. Несущие конструкции и механизмы РЭА. М., 1981.
22. Эрдеди, А.А. Техническая механика. М., 1980.

РЕЗБОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

1. Образуване, класификация, основни понятия.

Резбовите съединения имат проста конструкция, позволяваща получаването на сигурна връзка и многократно осъществяване на свързването, без да се повредят елементите на връзката. Това ги прави най-разпространените разглобяеми съединения. Резба се получава като се нареже канал по винтова линия върху цилиндрична (и много по-рядко конична) повърнина.

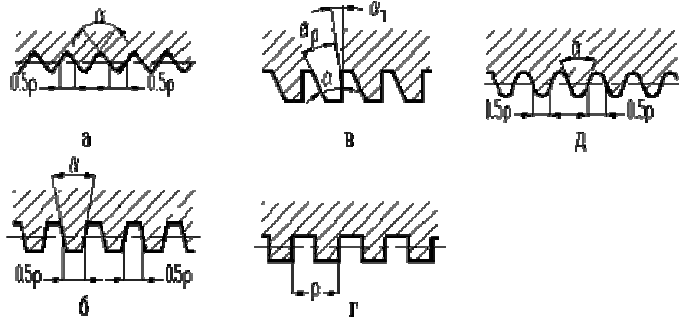
Резбите се класифицират по следния начин:

- Според формата на профила на резбата, т. е. на използваната равнинна фигура за образуване на резбата - триъгълна (фиг. 1 а), трапецовидна (фиг. 1 б), трионовидна (фиг. 1 в), квадратна (фиг. 1 г), кръгла (фиг. 1 д) и т. н.

- Според големината на стъпката на резбата - едра, нормална и ситна, тръбна, тръбна - конусна и др.

- Според броя на съставните профили, образувачи резбата - едноходова (фиг.2, б), двуходова (фиг.2, в) и многоходова.

- Според формата на стеблото, върху което е нарязана резбата - цилиндрична и конусна.



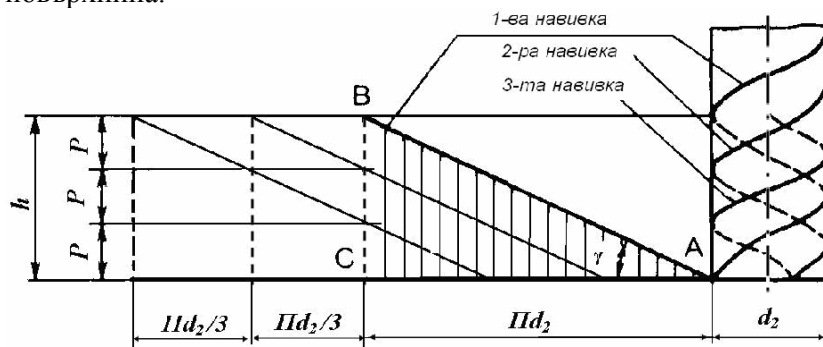
Фиг.1 Видове резби: а - равностранен (равнобедрен) триъгълник; б - равностранен трапец; в - трионовидна; г - квадрат; д - окръжност

- Според начина на изработване на резбата - чрез струговане, фрезозане и шлифоване (чрез снемане на стружка) и валцоване (без снемане на стружка).

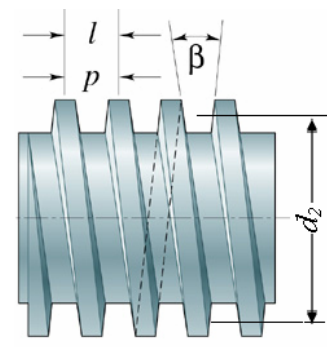
- Според предназначението им - скрепителна, скрепително-уплътнителна и двигателна (предавателен механизъм винт-гайка).

- Според повърхнината, по която са нарязани - външна и вътрешна.

- Според посоката на въртене при навиване на болта или гайката - дясна и лява, като дясната резба е нормално изпълнение, а лявата се изработва само когато това е указано в документацията и се маркира върху главата на болта и гайката по външната им повърхнина.



Фиг.2,а – разгъвка на триходова резба



Фиг. 2,б – едноходова резба

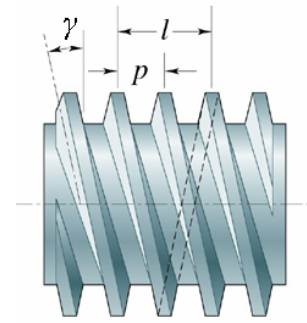
Ход на резбата (h) е преместването по оста на резбата за едно пълно завъртане. Стъпка на резбата (P) е разстоянието между едноименни точки на съседни профили. С γ е означен ъгълът на изкачване на винтовата линия. Между тези параметри на резбата съществуват следните зависимости

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h}{\pi d_2} \quad \text{и} \quad (1)$$

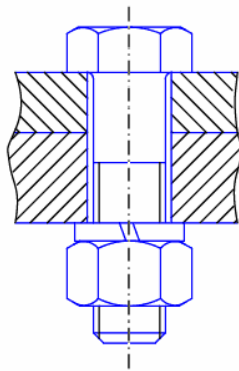
$$h = z.P, \quad (2)$$

където z е броя на винтовите линии (ходовете).

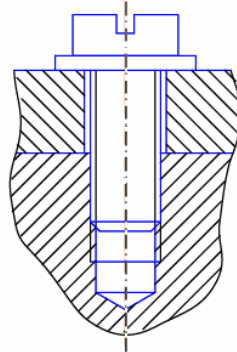
На фиг. 3 са показани основните видове елементи с нарязана резба. Най-често се приема, че ако резбовият елемент с глава се навива с ключ е болт, а ако се навива с отвертка – винт. Ако върху цилиндрично тяло без глава е нарязана резба в двата му края или по цялата дължина, то се нарича шпилка. Видът на основния резбови елемент определя и вида на съединението – респективно болтово (фиг.3, а), винтово (фиг. 3, б) и шпилково (фиг.3, в).



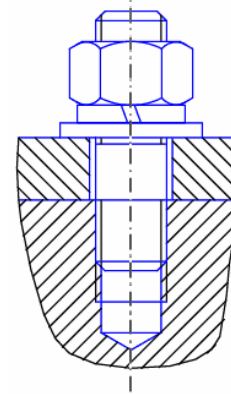
Фиг. 2,в – двуходова резба



а-болтово съединение



б-винтово съединение



в-шпилково съединение

Фиг.3 Видове съединения

2. Геометрични параметри на резбата

Резбата се характеризира със следните по-важни параметри (фиг. 4):

d - външен диаметър на резбата на винта;

d_1 - вътрешен диаметър на резбата на винта;

D - външен диаметър на резбата на гайката;

D_1 - вътрешен диаметър на резбата на гайката;

d_2 (D_2) - среден диаметър на резбата (еднакъв за винта и гайката);

d_3 - вътрешен диаметър на резбата винта по дъното на впадината;

$d_{cp} = (d + D_1) / 2$ - среден диаметър на контактната повърхнина на резбата (за повечето резби $d_{cp} = d_2$);

h - ход на резбата (на винтовата линия);

p - стъпка на резбата (разстоянието между едноименните страни на две съседни навивки, мерено успоредно на оста на резбата);

z - брой на ходовете на резбата;

α - профилен ъгъл на резбата;

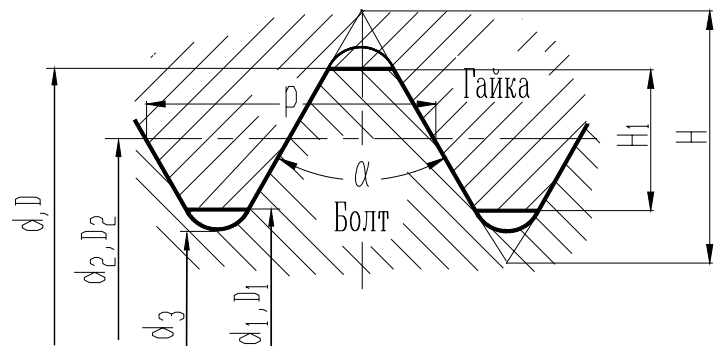
H - височина на теоретичния профил на резбата;

H_1 - работна височина на профила на резбата;

γ - ъгъл на изкачване (на средния диаметър) на винтовата линия.

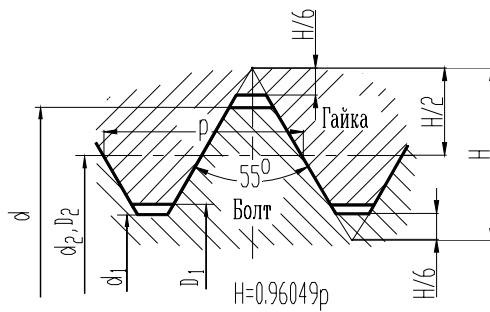
2.1. Параметрина скрепителни резби

Първото предложение за описание и уеднаквяване на

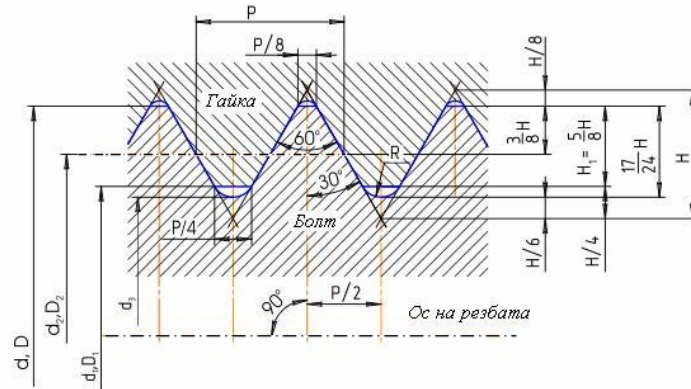


Фиг. 4. Означаване на основните параметри на резбата

резбовите съединения е направено от Whitworth и на негова основа е създадена цоловата резба (фиг.5). Тя има профил на равнобедрен триъгълник с ъгъл при върха 55° . Цоловата резба намира ограничено приложение и то основно при ремонтно възстановителна дейност.



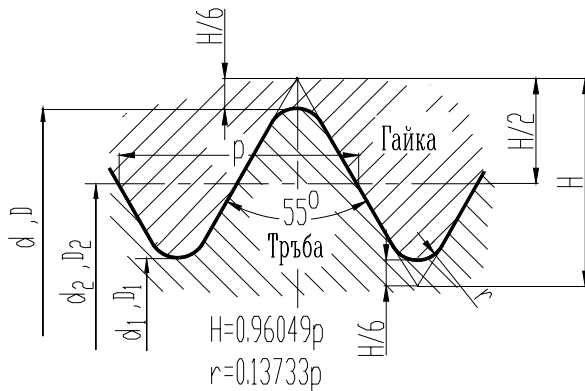
Фиг. 5 Цолова резба



Фиг. 6 Метрична резба

Метричната резба (фиг. 6) е с профил на равнобедрен триъгълник с профилен ъгъл $\alpha=60^\circ$. У нас тя е стандартизирана с БДС 10689-78. В стандарта са предвидени два вида резби - едра и ситна. За основна е приета едрата резба заради високата и статична товароносимост и малкото влияние, което оказват неточностите при изработването върху якостта и.

Ситната резба се получава от основната метрична резба, като се запазва профилът и външния и диаметър и се намаляват стъпката и височината на навивките и.

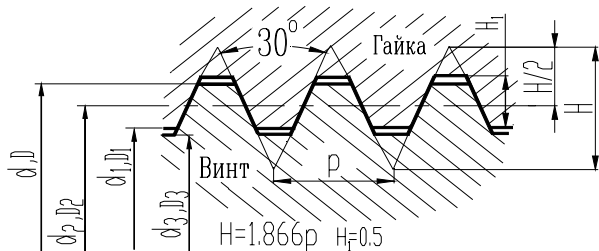


Фиг. 7. Тръбна (газова) резба

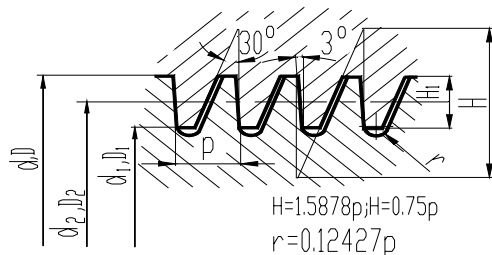
Резбата, наричана върху тръби или върху елементи за тръбни връзки, има височина на профила на резбата по-малка от тази на съответната стандартна метрична резба, за да не отслаби много носещото сечение. Тази резба се нарича *тръбна цилиндрична* или още *газова резба*. Тя е скрепително - уплътнителна и е стандартизирана с БДС 2000-80. Има профил както на цоловата резба и представлява ситна цолова резба със закръгление на върховете на навивките и основата на междините за по-добро уплътняване (фиг. 7). За номинален диаметър на резбата се приема диаметърът на светлия отвор на тръбата в цолове, така че външният и диаметър ще бъде по-голям от номиналния с удвоената дебелина на стената на тръбата.

2.2. Параметри на резби за двигателни (ходови) резби.

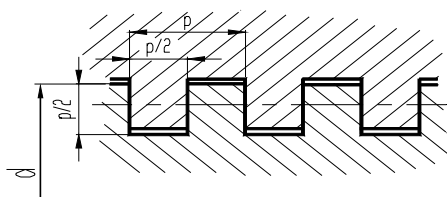
Основните видове двигателни резби са: трапецовидна симетрична (фиг. 8 а), упорна (трапецовидна несиметрична) (фиг. 8 б) и правоъгълна (фиг. 8 в). Трапецовидната резба е основна двигателна резба поради по-малките загуби от триене в сравнение с метричната, по-висока товароносимост в сравнение с квадратната резба, както и по-лесното и изработване. БДС 14911-79 предвижда три вида трапецовидна резба - едра, нормална и ситна.



а



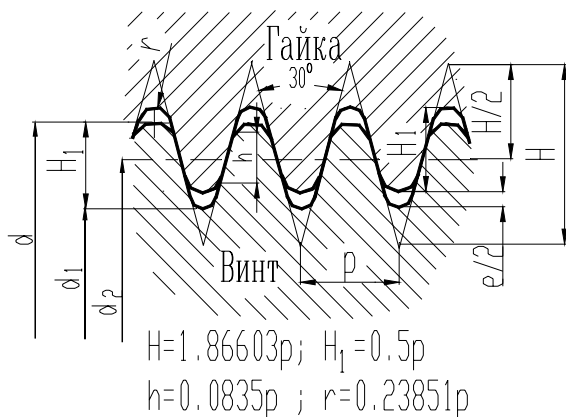
б



в

Фиг. 8. Резби за винтови механизми
а - трапецовидна; б - упорна; в - правоъгълна

работна среда се използва *кръгла резба* по БДС 14672-78 (фиг. 9). Тя се изработва лесно



Фиг. 9. Кръгла резба

чрез отливане, коване, накатка или щамповане (на тънкостенни метални или пластмасови елементи). Центроването на винта и гайката се осъществява по наклонените страни на навивките. При големи натоварвания, когато силите действат само в една посока, се употребява упорна резба по БДС 2133-81 (фиг. 8 б). Профилът на резбата е несиметричен. С оглед повишаване на к.п.д. и по-точното изработване носещата страна е наклонена под ъгъл 3°, а неработната - под ъгъл 30° спрямо равнина, перпендикулярна на оста на винта. Преходните участъци между навивките са изработени със закръгления за намаляване на концентрацията на напреженията. Тази резба намира приложение в мостови конструкции, преси, прокатни станове, товароподемни кранове и др.

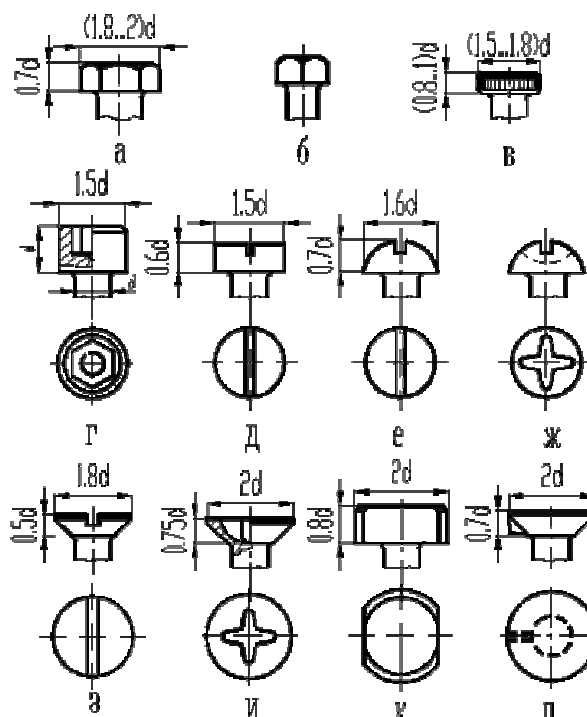
Правоъгълната резба не намира практическо приложение в настояще време и не е стандартизирана поради своята нетехнологичност при изработване.

При винтове подложени на големи ударни натоварвания и замърсена работна среда се използва *кръгла резба* по БДС 14672-78 (фиг. 9). Тя се изработва лесно чрез отливане, коване, накатка или щамповане (на тънкостенни метални или пластмасови елементи).

Ако от експлоатационна гледна точка се налага затягане с по-голям въртящ момент или често разглобяване на съединението, за предпочитане е използването на болтово съединение, тъй като при многократно завиване на винта, нареза по-лесно може да се повреди.

На фиг. 10 са показани различни видове глави на крепежни болтове/винтове.

По формата на главата винтовете се подразделят на: захващани от инструмента отвън (фиг. 10, а, б), захващани от инструмента отвътре или челно и препятстващи превъртането. При малки габарити на съединението се използват глави с шлиц с триъгълен профил (в). Те изискват специални гаечни ключове и не намират голямо приложение. Главите с вътрешно и челно захващане според външната си форма могат да бъдат: цилиндрични, полукръгли или конусни. Основно приложение намират главите с цилиндрична форма (фиг. 10 г, д). При малки дебелини на съединяваните елементи и необходимост от скриване на главата се използват конусни глави (з, и, л).

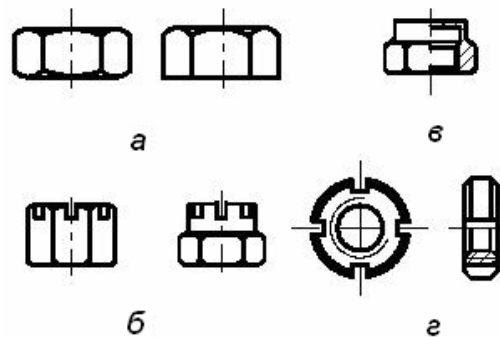


Фиг. 10. Глави на крепежни болтове/винтове

Главите, препятстващи превъртането, се разделят на глави със специална форма (със скосяване или издатък) (к) и конусни глави с издатък, врязващ се в контактната повърхнина (л).

Краищата на болтовете, винтовете и шпилките се оформят с фаска или по друг начин (под конус или с друга форма), съобразно предназначението им. Крепежните винтове обикновено се поставят в отвори с гарантирана хлабина (за диаметри на винта $d=10...24$ mm хлабината се приема 1 mm). Дълбочината на завиване на шпилките и винтовете в стоманен корпус се избира (1...1.25) d, в чугунен (1.25...1.5) d, в алуминиев корпус (1,5...2) d.

Различни видове гайки са посочени на фиг. 11. Основен тип гайки се явяват шестстенните (а). Височината на нормалните гайки е равна на 0.8 d (БДС 744-83). При често завиване и отвиване и големи сили се използват високи гайки (БДС 1265-83) с височина 1.2d.



Фиг. 11. Видове гайки

2.3. Избор на профила на резбата

Определя се от много фактори, по-важни от които са якост, технологичност и сили на триене в резбата. При крепежните резби се изисква висока якост и относително голяма сила на триене, предотвратяваща саморазвиване на резбовото съединение. Към резбите за винтови механизми се предявяват изисквания за малки сили на триене, за повишаване на к.п.д. и намаляване на износването. Якостта в много случаи не се явява основен критерий, определящ размерите на резбата. Интерес представлява изборът на профила на резбата по тези показатели.

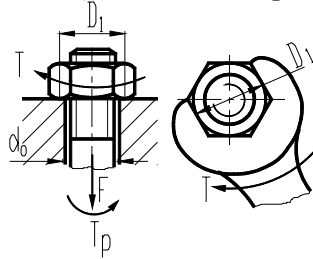
3. Момент на завиване и отвиване на гайката (винта. Коефициент на полезно действие)

При завиване на гайката стеблото на винта се натоварва със сила F (фиг. 12). Моментът на завиване T на гайката или винта

$$T = T_p + T_{z-\delta}, \quad (3)$$

където T_p е моментът на триене в резбата;

$T_{z-\delta}$ - момент на триене в челото на гайката или винта със стягания детайл.



Фиг. 12. Създаване на болтово съединение

С достатъчна за практиката точност може да се приеме, че приведен радиус на силите на триене в опорното чело на гайката е равен на средния радиус на опорното чело ($D_{cp} / 2$), следователно

$$T_{z-\delta} = \mu.F.D_{cp} / 2, \quad (4)$$

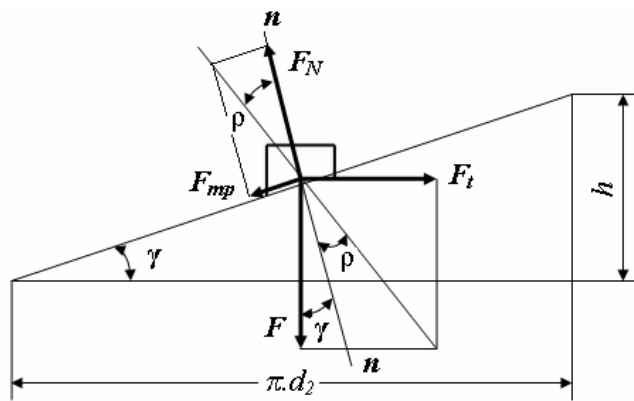
където $D_{cp} = (D_1 + d_o) / 2$;

D_1 - външен диаметър на опорното чело на гайката;

d_o - диаметър на отвора за винта;

μ - коефициент на триене в опорното чело на гайката.

Моментът T_p за квадратна резба определяме като разгледаме разгъвката на една навивка и приемем, че гайката е плъзгач, който се изкачва по нея като по наклонена равнина (фиг. 13). За да бъде гайката в равновесие, е необходимо товарът F и силата на затягане F_t да се уравниават с нормалната реакция F_N , която се е отклонила спрямо нормалата (n-n) на ъгъл ρ (ъгъл на триене) поради действието на силата на триене F_{mp} . Така за силата на затягане при изкачване се получава $F_t = F.tg(\gamma + \rho)$.



Фиг. 13. Силово съотношение при винт с квадратна резба с отчитане на триенето в резбата при изкачване

Тъй като при плъзгането на гайката по резбата пътят на триене по вътрешния и по външния диаметър се различават, прието е силата на затягане да се съсредоточи по средния диаметър d_2 . Тогава моментът на триене в резбата, когато винтовото съединение е натоварено с осова сила F , е

$$T_p = 0,5.F.d_2.tg(\gamma + \rho) \quad (6)$$

където γ е ъгъл на изкачване на резбата.

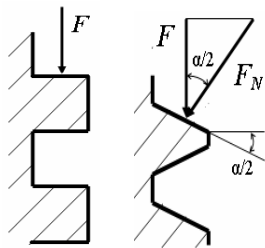
Замествайки стойностите за моментите в уравнение (3) се получава

$$T = 0,5.F[\mu.D_{cp} + d_2.tg(\gamma + \rho)]. \quad (7)$$

При отвиване на гайката периферната сила F_t и силата на триене в резбата F_{mp} променят посоките си, при което се получава $F_t = F.tg(\rho - \gamma)$. От тук аналогично за момента на отвиване като отчетем триенето между челната повърхнина на гайката и стягания детайл получаваме

$$T_{отв} = 0,5.F[D_{cp} + \mu.tg(\rho - \gamma)]. \quad (8)$$

От това следва да се има предвид, че когато се налага завиване/отвиване на гайката при натоварено с осова сила съединение, стеблото на болта освен опън изпитва и напрежение на усукване като резултат от триещия момент в резбата и челната повърхнина на гайката спрямо стягания детайл.



Фиг. 14. Схеми на натоварване при квадратна и остра резба

За разлика от квадратните резби (фиг.14), при острите резби нормалната сила F_N не съвпада с геометричната ос и отклонението зависи от профилния ъгъл α . Силата на триене при квадратна резба е $F_{тр} = \mu \cdot F$, а при навивката с триъгълно сечение - $\mu \cdot F_N = \mu \cdot F / \cos \frac{\alpha}{2} = \mu' \cdot F$, където

$$\text{където } \mu' = \mu / \cos \frac{\alpha}{2} ; \rho' = \rho / \cos \frac{\alpha}{2} .$$

Така означениет μ' и ρ' се наричат съответно приведен коефициент и ъгъл на триене. Тъй като функцията косинус не превишава 1, а скрепителните резби имат по-голям профилен ъгъл, то $\mu' > \mu$. На базата на стандартните ъгли може да се приеме, че при скрепителните резби силата на триене е с 12 - 15 % по-голяма от тази при двигателните резби.

Ако в (6, 7 и 8) замени ρ с ρ' за островърхите резби се получава

$$T_p = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\gamma + \rho') \quad (9)$$

$$T = 0,5 \cdot F \left[\mu \cdot D_{cp} + d_2 \text{tg}(\gamma + \rho') \right] \quad (10)$$

$$T_{отв} = 0,5 \cdot F \left[D_{cp} + \mu \text{tg}(\rho' - \gamma) \right]. \quad (11)$$

Известно е, че коефициентът на полезно действие е отношение на полезната към вложената работа. При двигателните винтове полезната работа ще бъде да се издигне товара F на височина един ход h на резбата $W_{пол} = F \cdot h$, а вложената – силата на затягане да извърши едно завъртане по средния диаметър, т.е. $W_{ex} = F_t \cdot \pi d_2$. Тогава за КПД ще получим

$$\eta = \frac{F \cdot h}{F_t \cdot \pi d_2} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (12)$$

като само за квадратна резба вместо ρ' записваме ρ .

4. Условие за самозадържане

Ако разгледаме самозадържането само в резбата, без да отчитаме силата на триене в опорното чело на гайката, условието за самозадържане е $T_{отв} > 0$. От формула (11) получаваме, че $\text{tg}(\rho' - \gamma) > 0$, откъдето следва, че

$$\gamma \leq \rho'. \quad (13)$$

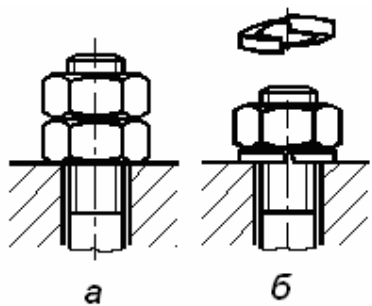
На базата на стандартизираните размери за стъпката и диаметрите на скрепителните резби (респективно ъгъла на изкачване на резбата γ) и коефициента на триене (респ. μ) можем да твърдим, че при статично натоварване всички скрепителни резби са самозадържащи. За двигателните следва да се правят проверки.

5. Средства срещу саморазвиване:

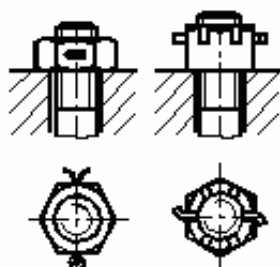
Твърде често работата на машините е съпроводена от вибрации. Те понижават триенето и нарушават условието за самозадържане в резбата. Съществуват различни начини за застопоряване или предпазване от саморазвиване. На практика се използват следните три основни принципа за осигуряване срещу саморазвиване:

- Повишаване и стабилизиране на триенето в резбата чрез контрагайка (фиг. 15, а), чрез пружинна шайба (фиг. 15, б), използване на гайки с възможност за допълнително натоварване (с помощта на аксиален винт или чрез променлива стъпка в резбата на гайката) и др. Контрагайката създава допълнително натоварване и триене в резбата. Пружинната шайба поддържа натоварването в резбата в голям диапазон за самоотвиване

(до 1...2 оборота на гайката) и значително намалява влиянието на вибрациите на триенето в резбата заради своята еластичност.



Фиг. 15. Осигурителни средства срещу саморазвиване, повишаващи триенето в резбата



Фиг. 16. Фиксиране на гайката спрямо винта

- Фиксиране на гайката спрямо винта, което може да бъде чрез механично фиксиране или чрез залепване. Механичното фиксиране може да се направи с помощта на шплинт (фиг. 16). Съществен недостатък на способа е невъзможността за плавно регулиране положението на гайката.

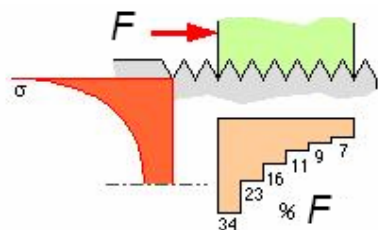
- Залепването се осъществява посредством лепила с т.нар. моментно действие. Лепилата притежават редица предимства като: бързо действие; осигурява твърде високи физико-механични качества на връзката; не се нуждае от специална предварителна подготовка освен почистване и не изисква специални условия за ускоряване на процеса като нагриване или пресоване.

- Повишаване коефициента на триене между болта и гайката. Постига се чрез полагане на композитни материали в резбовите канали на болта или гайката, които при относителното им движение едни спрямо други имат по-висок коефициент на триене, отколкото стомана по стомана при нормалните скрепителни резби. По този начин се засилва условието засамозадържане поради по-големия ъгъл ρ^1 .

- Твърдо съединяване на гайката чрез специални шайби или допълнителни планки.

6. Разпределение на натоварването между навивките на винта и гайката.

Тази задача е решена от проф. Н. Е. Жуковски през 1902 г. Разпределението е неравномерно (фиг. 17) и тази неравномерност се дължи на грешката в стъпката на резбата на гайката и винта и на разнопосочната деформация на двата елемента - винтовото стебло е натоварено на опън, а тялото на гайката на натиск. Първата навивка (най-близката до опората) поема 34% от общия товар, а шестата навивка - по-малко от 7%.



Фиг. 17. Разпределение натоварването между навивките

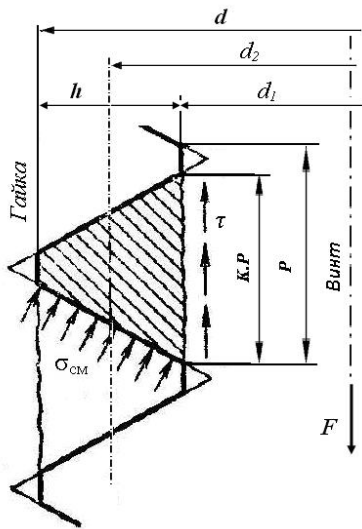
Следователно целият товар се поема само от първите 4-5 навивки, което е твърде неблагоприятно при пулсиращи натоварвания. При якостни изчисления на резбите неравномерното натоварване на навивките се отчита чрез коефициента.

Изравняването на натоварването в отделните навивки на гайката може да се осъществи по конструктивен път чрез подходящо оформяне на гайката (конусно скосяване на резбата, променлива дълбочина на резбата и др.).

7. Якостно пресмятане на резбови съединения

7.1. Пресмятане на навивките на резбата

При пресмятане якостта на навивките на резбата следва да се направят няколко уточнения. Нарязваният канал върху цилиндричната повърхнина (особено с триъгълна форма) е сериозен концентратор на напрежение и че натоварването не се разпределя



Фиг. 18 Срязване и смачкване на навивките

равномерно между навивките (фиг.17). При скрепителните резби навивките са натоварени основно на срязване и на смачкване (фиг. 18). Проверочно пресмятане се извършва най-често на нестандартни резби или резби с по-ситна стъпка. Условието за якост на срязване са:

$$\text{за винта } \tau = F / (\pi \cdot d_1 \cdot K \cdot K_{нер} \cdot H) \leq [\tau]; \quad (14)$$

$$\text{за гайката } \tau = F / (\pi \cdot d \cdot K \cdot K_{нер} \cdot P \cdot z) \leq [\tau], \quad (15)$$

където са въведени означенията К - коефициент, отчитащ непълното оползотворяване на профила; за метрична резба К = 0,87; за трапецовидна К = 0,65; К_{нер} = 0,55-0,75 – коефициент отчитащ неравномерното разпределение на натоварването между навивките на резбата; Н – височина на гайката или дълбочина на навиване на шпилка в съответното тяло, а z – брой на навивките, участващи в съединението.

Необходимото условие за якост на смачкване проверяваме по формулата

$$\sigma_{см} = 4 \cdot F / \pi (d^2 - d_1^2) \cdot K_{нер} \cdot z \leq [\sigma_{см}]. \quad (16)$$

При пресмятане на двигателни винтове се извършва проверка на повърхностно налягане вместо на смачкване, а зависимостта е аналогична.

$$p = 4 \cdot F / \pi (d^2 - d_1^2) \cdot K_{нер} \cdot z \leq [p]. \quad (17)$$

7.2. Якосно изчисляване на статично натоварени винтови съединения

В зависимост от условията на образуване на винтовото съединение и от начина на натоварването се различават следните четири случая:

1. Осовата сила F действа след осъществяване на винтовото съединение - *ненапрегнати винтови съединения* (фиг. 19).

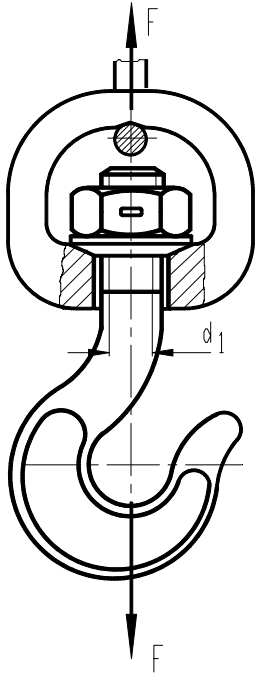
2. Съединението е осъществено с предварително затягане, т.е. върху него действат едновременно силата на затягане и външното натоварване (скрепителни съединения) - *напрегнати винтови съединения*

3. Осовата сила действа непрекъснато при навиване на гайката върху винта и съответният и въртящ момент служи за преобразуване на въртеливо движение в постъпателно (*винтогаечни предавки*).

4. Съединения, които в зависимост от геометрията на съединението и начина на натоварване на стеблото (ексцентрично) изпитва допълнително натоварване.

7.2.1. Пресмятане на ненапрегнато винтово съединение

В практиката най-често се срещат първите два случая. Типичен пример на *ненапрегнато винтово съединение* представлява връзката посредством винт и гайка на крановата кука към траверсата на повдигателния кран (фиг. 19). Ако се пренебрегне собственото тегло на куката, винтовото съединение ще изпитва напрежения на опън под действие на външното натоварване F и за най-малкото сечение на винтовото стебло



Фиг. 19. Ненапрегнато винтово съединение

$$\sigma_{оп} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_{оп}], \text{ откъдето}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{он}]} = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_{он}]}}. \quad (18)$$

Полученият вътрешен диаметър на резбата се закръглява до най-близкия по-голям стандартен размер.

7.2.2. Пресмятане на напрегнато винтово съединение

7.2.2.1. Пресмятане на съединение върху което действат осова сила и усукващ момент

Ако се наложи при натоварена кука да се затяга гайката, съединението става напрегнато. В напрегнатите винтови съединения едновременно действат напрежения на опън $\sigma_{оп}$ и напрежения на усукване $\tau_{ус}$ от момента T_p .

$$\sigma_{он} = \frac{4F}{\pi d_1^2}, \quad \tau_{ус} = \frac{T_p}{W_{ус}} = \frac{0,5F \cdot d_{сп} \cdot tg(\gamma + \rho^l)}{\pi \cdot d_1^3 / 16}. \quad (19)$$

За стандартните скрепителни резби $d_{сп} = 1,1d_1$; $\rho^l = 8^\circ 30'$ при $\mu = 0,15$. Тогава за $\tau_{ус}$ се получава

$$\tau_{ус} = (0,35 \div 0,43) \frac{4F}{\pi d_1^2} = 0,4\sigma_{он}, \quad (20)$$

а за еквивалентното напрежение

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{он}^2 + 3\tau_{ус}^2} = 1,3\sigma_{он} \quad (21)$$

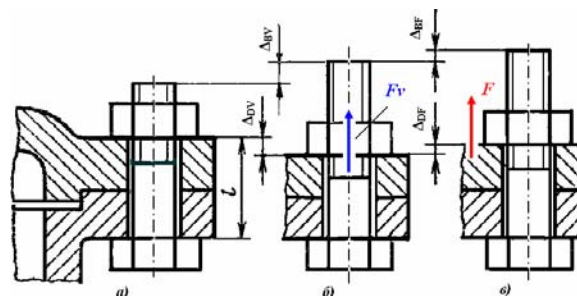
т.е. изчисляването на винтовото стебло може да се извърши като $F_{изч}$ се вземе с 30% по-голямо от F . След заместване в (18) с $F_{изч} = 1,3F$ се получава

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi[\sigma_{он}]} = 2,28 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_{он}]}}. \quad (22)$$

7.2.2.2. Пресмятане на резбово съединение натоварено със сила по оста му след

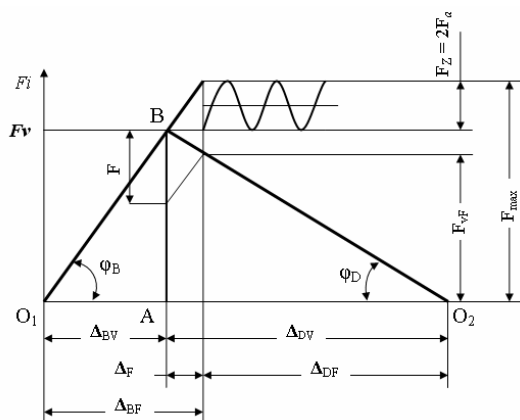
затягането

Разглеждаме случай, при който след осъществяване на съединението, последното е натоварено със сила по оста му (фиг. 20). Пример за това е съд, напълнен с флуид под налягане след затварянето на капака с група болтове. Известно е, че при затягане на болта неговото стебло се натоварва на опън, а детайлите, намиращи се между челните

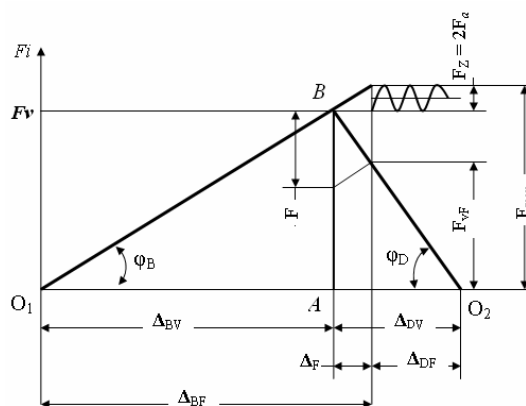


Фиг. 20

повърхнини на главата на болта и гайката – на натиск. Ако приемем, че съединението е осъществено със сила на затягане F_V , то под действието на тази сила стеблото се удължава с Δ_{BV} , а детайлите се свиват с Δ_{DV} . След напълването на съда с флуид под налягане, в резултат на въздействието му върху капака се формира външното за резбовото съединение натоварване F . Силата F предизвиква допълнително удължаване на болта, в резултат на което детайлите се отпускат. Зависимостта между силите и деформациите е показана на фиг. 21.



Фиг. 21. Зависимост между сили и деформации



Фиг. 22. Еластичен болт и твърда подложка

Тук са обединени деформационните процеси, предизвикани от силата на затягане F_V както следва: O_1A – деформация на болта Δ_{BV} и O_2A – деформация на детайла Δ_{DV} . Доколкото с AB е изразена силата F_V , а с O_1A и O_2A са изразени деформациите на болта и детайлите, то ъгълът на наклона φ_B на линията на натоварване на болта O_1B и ъгълът φ_D – на линията на натоварване на детайлите O_2B илюстрират коравината на болта и детайлите.

$$\operatorname{tg} \varphi_B = \frac{F_V}{\Delta_{BV}} = C_B \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \varphi_D = \frac{F_V}{\Delta_{DV}} = C_D,$$

където C_B – коравина на болта, а C_D – коравина на стяганите детайли. На основание закона на Хук и поради това, че коравина и еластичност са реципрочни величини, то за коефициентите на еластичност на болта λ_B и λ_D ще получим:

$$\lambda_B = \frac{l}{E_B A_B} = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_B} \quad \text{и} \quad \lambda_D = \frac{l}{E_D A_D} = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_D}.$$

От тук можем да изразим деформациите $\Delta_{BV} = F_V \cdot \lambda_B$ и $\Delta_{DV} = F_V \cdot \lambda_D$.

В резултат на външното натоварване F , деформацията на болта става Δ_{BF} , а тази на детайлите – Δ_{DF} като $\Delta_{BF} - \Delta_{BV} = \Delta_{DV} - \Delta_{DF} = \Delta_F$. При това положение детайлите вече са

стегнати със силата F_{VF} . От геометричното подобие за силата, допълнително натоварваща болта F_z ще получим $F_z = (\Delta_{BF} - \Delta_{BV}) \cdot \operatorname{tg} \varphi_B = \Delta_F / \lambda_B$, откъдето

$$\Delta_F = F_z \cdot \lambda_B. \quad (23)$$

Аналогично за ΔF като деформация на детайлите и от условието за равновесие ще получим

$$\Delta_F = (F - F_z) / \operatorname{tg} \varphi_D = (F - F_z) \cdot \lambda_D. \quad (24)$$

Решавайки (23) и (24) спрямо допълнително натоварваща болта сила F_z получаваме $F_z = F \cdot \lambda_D / (\lambda_B + \lambda_D) = F \cdot \psi$. В този израз съотношението между коефициентите на еластичност е означено като коефициент на външното натоварване $\psi = \lambda_D / (\lambda_B + \lambda_D)$. Очевидно $\psi < 1$ и болтът се натоварва допълнително само с част от външната сила (обикновено $\psi = 0,2-0,3$). При този тип съединения е особено важно да има остатъчна сила на стягане на детайлите, т.е. $F_{VF} > 0$.

Максималната сила, която натоварва болта и посредством която го оразмеряваме определяме като

$$F_{\max} = F_V + F_z = F_V + \psi \cdot F. \quad (25)$$

В случай, че външното натоварване има цикличен характер, приемаме, че силата $F_z = 2 \cdot F_a$. Чрез тази амплитудна сила F_a определяме амплитудното напрежение в болта

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_{\min}} = \frac{F_z / 2}{(\pi \cdot d_1^2 / 4)} = \frac{2 \cdot \psi \cdot F}{\pi \cdot d_1^2}.$$

Тук A_{\min} е площта на напречното сечение на болта по вътрешния диаметър d_1 .

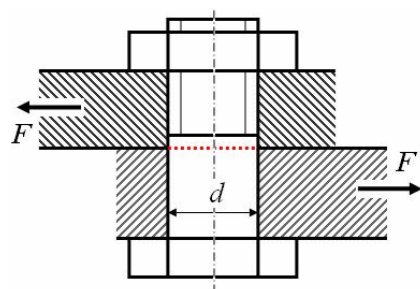
Коефициентът на сигурност на болта се определя от условието за нормални напрежения на умора, както следва

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a},$$

където K_σ е коефициент, отчитащ вида на концентратора на напрежение.

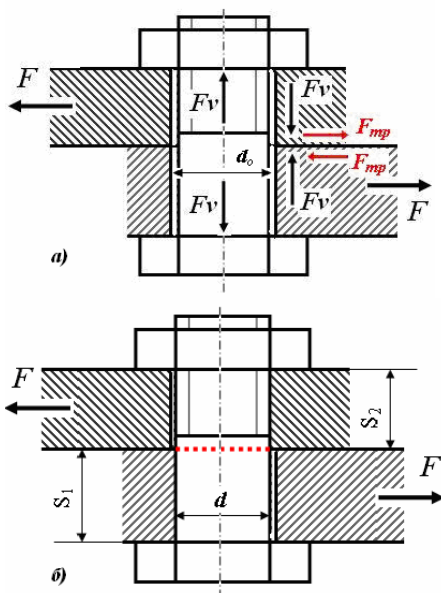
Нека разгледаме същото съединение, натоварено със същата сила F , която предизвиква същата деформация Δ_F (фиг.22), но с тази разлика, че болтът има по-малка коравина, а стяганите детайли – по-голяма от предишния случай. Това се илюстрира с по-малък ъгъл на наклона φ_B и съответно по-голям – φ_D . В този случай болтовете понесат по-малка допълнително натоварващата сила F_z , а също така и по-малка максимална сила F_{\max} . Това благоприятства работата на болтовете при такъв начин на съединяване и натоварване и дефинира потребността от използване на еластични болтове и по-корави подложка. Еластични болтове се изработват така, че диаметъра на стеблото в ненарязаната му част е по-малък от номиналния за резбата.

7.2.2.3. Пресмятане на болтове натоварени със сила напречно на оста



Фиг. 23 Съединение с пасван болт

Съединението бива в две основни изпълнения. Първото е съединение с пасвани болтове ($d = d_0$), при което номиналният диаметър на болта d и диаметърът на отвора d_0 са еднакви по големина (фиг.23). В този случай натоварените със сила F детайли се стремят да се преместят напречно на оста на болта и предизвикват у него срязващото напрежение, което може да се определи по формулата

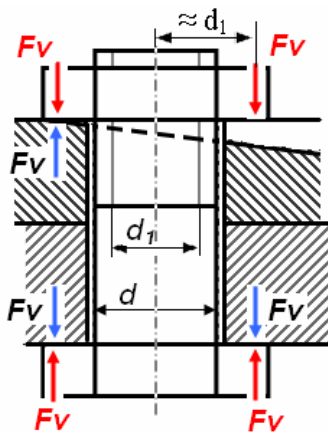


Фиг. 24 Съединение с непасван болт
 а) силата на триене е по-голяма от натоварването ($F_{тр} \geq F$); б) силата на триене е по-малка от натоварването ($F_{тр} < F$)

$$\sigma_{см}^1 = \frac{F}{d \cdot S_1} \leq [\sigma_{см}^1].$$

Тук със $[\sigma_{см}^1]$ е означено допустимото напрежение на смачкване за детайла с дебелина S_1 . Напрежението в детайла с дебелина S_2 , се пресмята аналогично, но вместо размера S_2 се взема само тази част от него, по която се допират с ненарязаната част от стеблото на болта.

7.2.2.4. Съединение с ексцентрично натоварени болтове



Фиг. 25. Съединение с ексцентрично натоварен болт

Така за резултантното напрежение получаваме $\sigma_{\Sigma} = \sigma_{он} + \sigma_{оз} \approx 9 \cdot \sigma_{он}$. Това голямо допълнително натоварване при наличие на ексцентрицитет в опорните повърхнини (респ. неуравновесени сили) налага да се търсят мерки за избягване на този вид натоварване. За целта може да се поставят подложни шайби със същия наклон или да се фрезова успоредно опорно гнездо върху наклонения детайл.

$$\tau = \frac{F}{A_{cp}} = \frac{F}{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)} \leq [\tau_{cp}], \quad (26)$$

където с A_{cp} е означена площта на опасното напречно сечение.

При второто изпълнение (с непасвани болтове) болтът се поставя в отвор с по-голям диаметър, т.е. $d < d_0$ (фиг. 24). Тук при затягане на гайката детайлите са притиснати един към друг със силата на затягане F_v , която предизвиква сила на триене $F_{мп}$. Условието за добра работоспособност (фиг. 2а) на съединението е

$$F_{мп} \geq F, \quad (27)$$

където $F_{мп} = \mu \cdot F_v$, а μ – коефициент на триене между детайлите.

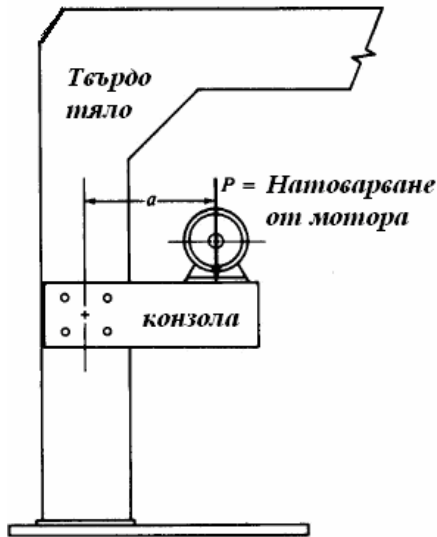
В случай, че създадената сила на триене не е достатъчно голяма, т.е. $F_{мп} < F$, детайлите приплъзват един спрямо друг до обирание на хлабината и се стремят да срежат съединяващия ги болт. Самите детайли са натоварени на смачкване, а за детайла с дебелина S_1 напрежението е

$$(28)$$

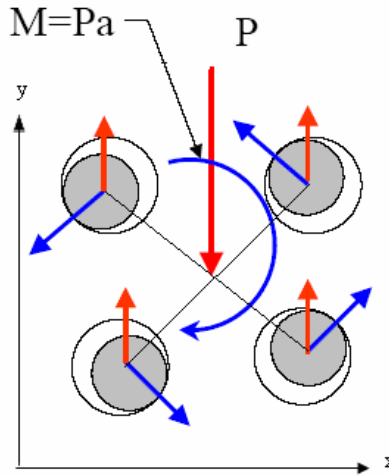
7.2.3. Съединение с група болтове, натоварени със сила и момент

7.2.3.1. Натоварването се стреми да среже групата болтове

Нека разгледаме схема (фиг.26) на задвижване на механизъм, в която двигателят е монтиран върху стойка, конзолно закрепена към твърд корпус посредством група болтове. Теглото P на двигателя създава въртящ момент спрямо геометричния център на груповото съединение. По този начин както силата P , така и моментът $M=P.a$, създават съответните реакции в отделните болтове (фиг.27).



Фиг. 26 Схема на натоварване със срязваща плоча



Фиг. 27. Еквивалентно натоварване, предизвикани от срязващата плоча (сила и момент)

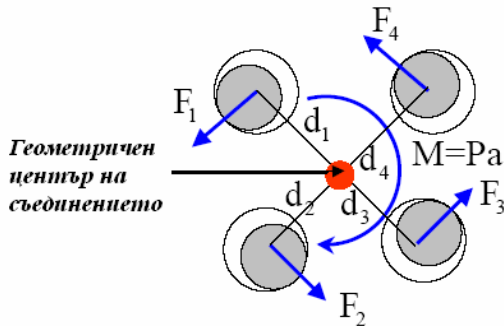
Ако разгледаме действието на сила P (проектирана по оста y), тя се уравновесява от 4-те болта с техните вертикални компоненти и от условието $\sum F(y)_i = 0$ получаваме

$$P = F_1^P + F_2^P + F_3^P + F_4^P.$$

Създаденият от силата P въртящ момент (фиг.28) спрямо геометричния център на съединението се уравновесява от моментите на реакциите в болтовете.

$$M = P.a = F_1.d_1 + F_2.d_2 + F_3.d_3 + F_4.d_4$$

Тук F_1, F_2, F_3 и F_4 са реакциите в отделните болтове, предизвикани от действието на въртящия момент, а d_1, d_2, d_3 и d_4 са разстоянията от геометричния център на съединението до всеки болт.



Фиг.28. Реакции от въртящия момент

Трябва да се отбележи, че при фиксиран момент силата, която товари болта е обратно пропорционална на разстоянието му до геометричния център на групата болтове. Това определя и съотношението

$$\frac{F_1}{d_1} = \frac{F_2}{d_2} = \frac{F_3}{d_3} = \frac{F_4}{d_4},$$

откъдето можем да изразим силите F_2, F_3 и F_4 посредством силата F_1 .

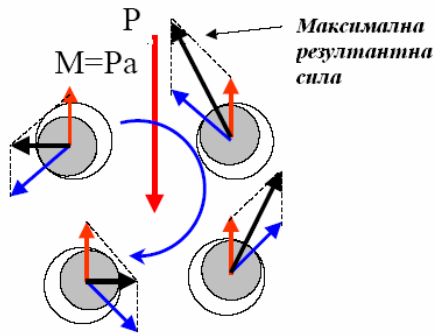
$$F_2 = F_1 \frac{d_2}{d_1}; \quad F_3 = F_1 \frac{d_3}{d_1} \quad F_4 = F_1 \frac{d_4}{d_1}$$

$$P.a = F_1.d_1 \left(\frac{d_1}{d_1} \right) + F_1.d_2 \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + F_1.d_3 \left(\frac{d_3}{d_1} \right) + F_1.d_4 \left(\frac{d_4}{d_1} \right)$$

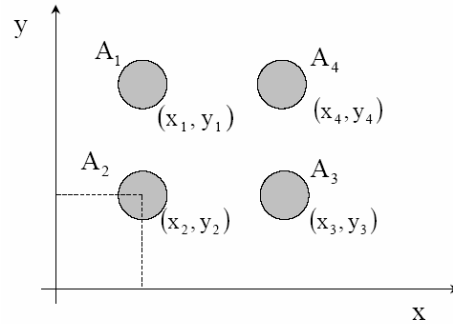
$$P.a = \frac{F_1}{d_1} (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + d_4^2)$$

От тук за кой да е произволно взет болт (i) от група с n на брой болтове определяме силата, действаща в него като резултат само на въртящия момент като външното натоварване.

$$F_i = \frac{P.a.d_i}{\sum_{j=1}^n (d_j^2)}$$



Фиг. 29 Резултантни сили



Фиг. 30 Геометрични центрове на болтовете

Ако всички болтове в груповото съединение имат еднакви диаметри е достатъчно да се определи най-натоварения, т.е. този върху който действа най-голяма резултантна сила (фиг. 29) и да се оразмери като основен. Всички останали болтове се приемат със същия диаметър, а площта на напречното сечение на болта е $A_i = \frac{\pi d^2}{4}$.

Понякога местата на болтовете са известни по причини свързани с монтажа (фиг. 30) и за коректното пресмятане и оразмеряване на болтовете е необходимо да се определят координатите на геометричния център на груповото болтово съединение. Ако приемем, че центрове на болтовете и техните координати са означени съответно с $A_1(x_1, y_1); A_2(x_2, y_2); A_3(x_3, y_3); A_4(x_4, y_4)$, то координатите на геометричния център пресмятаме по формулата

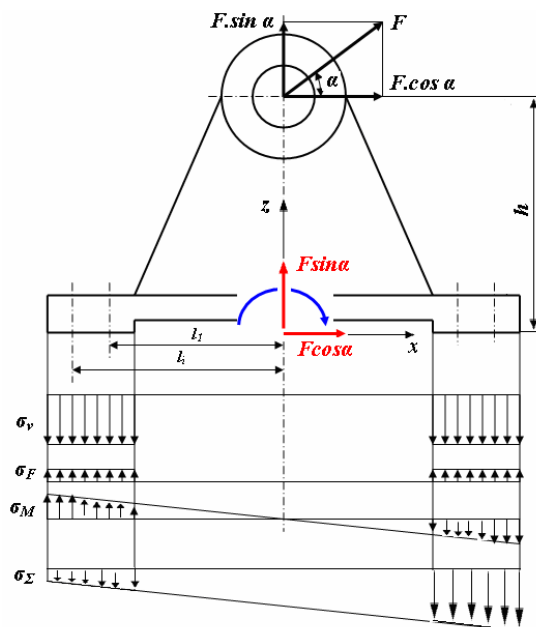
$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

Тъй като приехме, че площта на всеки болт $A_i = \frac{\pi d^2}{4}$ е постоянна, можем да изразим координатите като $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$; $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$.

7.2.3.2. Съединение с група болтове, натоварени със сила и момент, които отделят съединяваните части

Разглеждаме съединение с група болтове, върху което действа силата F , създаваща натоварване със сила, опъваща болтовете ($F \cdot \sin \alpha$) и въртящ момент ($M = F \cdot \cos \alpha \cdot h$), който се стреми да отдели стойката (фиг. 30). При това разглеждане се прави уточнението, че стойката при стремежа си да се завърти остава плоска. При създаването на съединението болтовете са затегнати със сила F_v и създават в опорната площ на детайлите натискови напрежения $\sigma_v = \frac{z \cdot F_v}{A}$, където z – брой на болтовете, а A – допирна площ на детайлите.

Вертикалната компонента на силата $F(F \cdot \sin \alpha)$ създава допълнителен опън върху болтовете и се стреми да отдели стяганите детайли.



Фиг. 30 Схема на натоварването и епюри на напреженията

Вертикалната компонента на силата $F(F \cdot \sin \alpha)$ създава допълнителен опън върху болтовете и се стреми да отдели стяганите детайли. Част от тази сила $\psi \cdot F \cdot \sin \alpha$ е допълнителната сила върху болта, а $(1 - \psi) \cdot F \cdot \sin \alpha$ е силата, която отделя детайлите, като в тези записи $\psi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d)$ е въведения вече коефициент на външно натоварване. Тогава за напрежението, породено от тази външна сила ще получим

$$\sigma_F = \frac{(1 - \psi) \cdot F \cdot \sin \alpha}{A}$$

Хоризонталната компонента на силата $F(F \cdot \cos \alpha)$ създава въртящ момент $M = F \cdot \cos \alpha \cdot h$ спрямо геометричния център на съединението, който се стреми да отдели лявата му част и да натисне допълнително дясната му част. Напрежението, което възниква в стойката се изразява чрез формулата

$$\sigma_M = \frac{M}{J_y} x,$$

където J_y – инерционен момент на сечението на стойката спрямо оста y .

Пълното напрежение в стойката ще бъде

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{Fv} - \sigma_F \pm \sigma_M,$$

а знакът (-) се отнася за лявата част на стойката. Предвид на това, че стойката и елемента върху който тя се монтира са подложени на смачкване, трябва сумарното напрежение да не превишава допустимото напрежение на смачкване за материала на стойката, т.е. $\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_{см}]$. От друга страна, за да се гарантира плътност между стяганите детайли, е необходимо минималното остатъчно напрежение ($\sigma_{\Sigma-min}$), гарантиращо стегнатост между стойката и детайла да не е по-малко от напрежението, гарантиращо необходимото уплътнение ($[\sigma_{упл}]$), а именно $\sigma_{\Sigma-min} = \sigma_{Fv} - \sigma_F - \sigma_M \geq [\sigma_{упл}]$.

Ако заместим отделните компоненти с тяхното равно, можем да получим необходимата сила на затягане на болтовете. За да оразмерим болтовете е необходимо да определим кой от тях е най-натоварения. Под действието на момента M , стойката се стреми да се завърти (отдели) и болтовете в лявата страна (отрицателната част на абсцисата x) са натоварени на опън. Най-натоварен е болтът, който е най-отдалечен от геометричния център на съединението.

Моментът се уравновесява от силите, създадени в болтовете, както следва:

$$M = F \cos \alpha \cdot h = \sum_{i=1}^z F_i \cdot l_i .$$

Известно е, че има пропорционалност между реакциите в болтовете и разстоянието до геометричния център, а именно $\frac{F_1^M}{l_1} = \frac{F_2^M}{l_2} = \dots = \frac{F_i^M}{l_i}$. Замествайки всяка от силите F_i^M , F_2^M и т.н. посредством коя да е F_i^M , уравнението за моментното равновесие добива вида

$$F \cos \alpha \cdot h = \frac{F_i^M}{l_i} \sum_{i=1}^z l_i^2 .$$

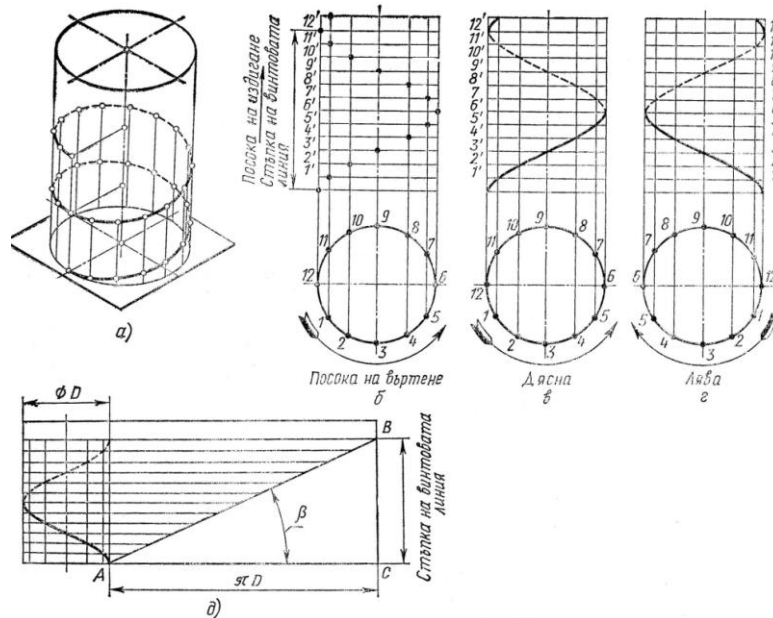
В тези уравнения индексът (М) на силите означава, че те са породени от действието на момента M . От тук можем да определим най-голямата сила

$$F_{i-\max}^M = \frac{F \cdot h \cdot \cos \alpha \cdot l_{i-\max}}{\sum_{i=1}^z l_i^2} .$$

Проверяваме дали е изпълнено условието за якост на опън на най-натоварения болт, т.е. дали сумата от напреженията, предизвикани от силата на предварително затягане F_v , от външната сила ($F \cdot \sin \alpha$) и от силата $F_{i-\max}^M$ превишава допустимото напрежение на опън за материала на болта, а именно

$$\sigma = \frac{F_v}{A_1} + \frac{\psi \cdot F \cdot \sin \alpha}{z \cdot A_1} + \frac{F \cdot h \cdot l_{i-\max} \cos \alpha}{A_1 \sum_{i=1}^z l_i^2} \leq [\sigma_{on}] .$$

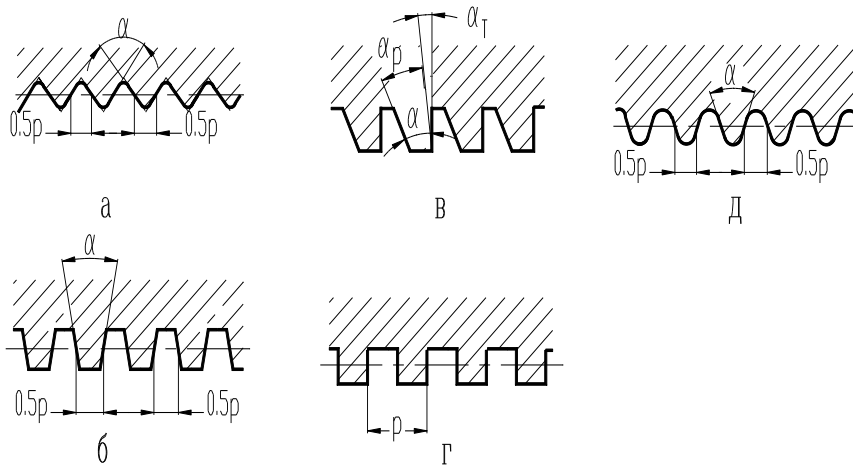
В това неравенство с A_1 е означена площта на напречното сечение на болта по вътрешния му диаметър d_1 .



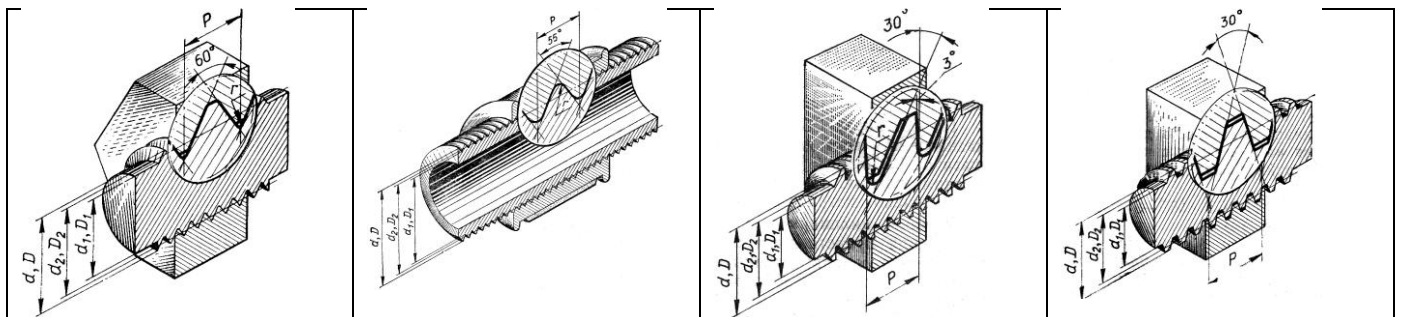
Фигура 11.2. Образуване на резбова повърхнина

Резбите се **класифицират** по следните признаци:

според формата на профила на резбата – триъгълна(а), трапецовидна(б), трионовидна(в), квадратна(г) и кръгла(д) от Фиг. 11.3:



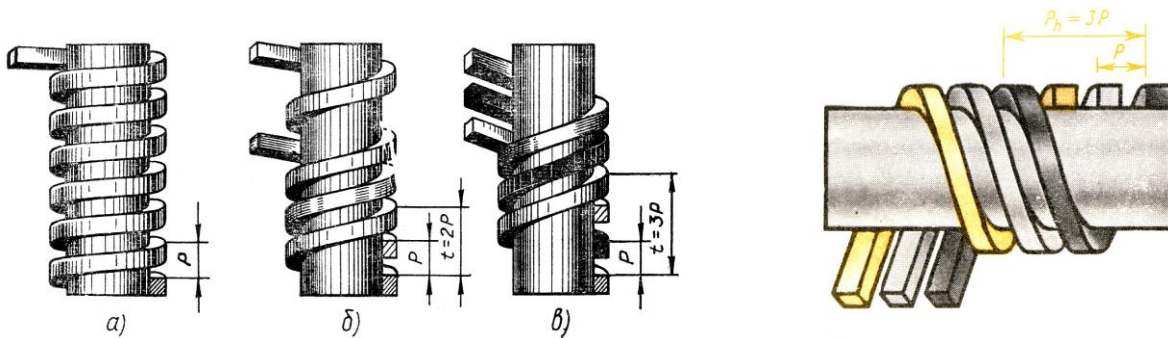
Фигура 11.3. Видове резбови съединения според профила на резбата



Фигура 11.4. Аксонометрични изображения на резбови съединения

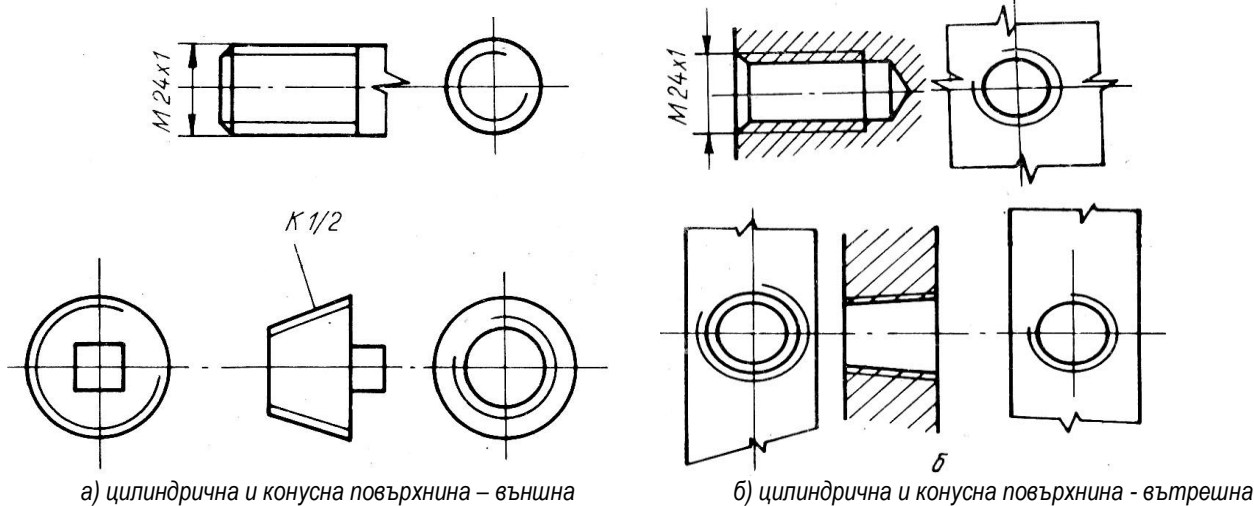
според големината на стъпката на резбата - едра, нормална и ситна, тръбна, тръбна - конусна и др.

според броя на съставните профили, образувачи резбата - едноходова, двуходова и многоходова.



Фигура 11.5. Едноходова, двуходова и многоходова резба

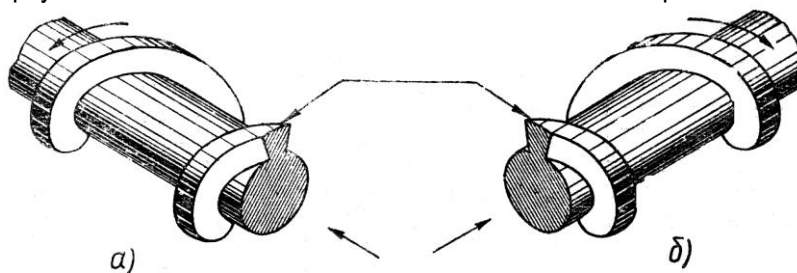
според геометричната форма на стеблото, върху което е нарязана резбата - цилиндрична и конусна.



Фигура 11.6. Видове резбови съединения според формата на стеблото

според повърхнината, по която са нарязани - външна и вътрешна - Фиг. 11.6.

според посоката на въртене при навиване на болта или гайката (Фиг. 11.7) - дясна и лява, като дясната резба е нормално изпълнение, а лявата се изработва само когато това е указано в документацията и се маркира върху главата на болта и гайката по външната им повърхнина.



Фигура 11.7. Лява(а) и дясна(б) резба

според начина на изработване на резбата:

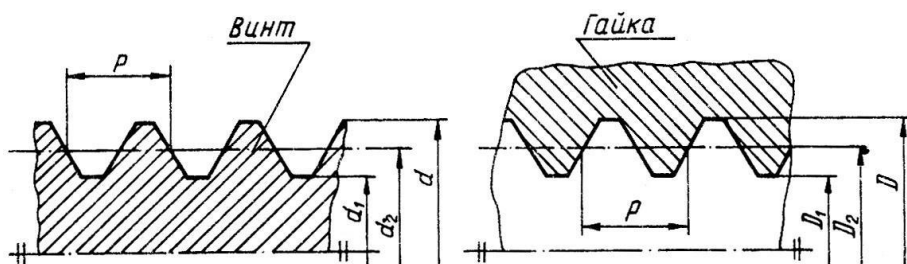
- чрез струговане,
- фрезование и шлифование (чрез снемане на стружка)
- валцоване (без снемане на стружка).

според предназначението им:

- скрепителна,
- скрепително-уплътнителна,
- двигателна (предавателен механизъм винт-гайка).

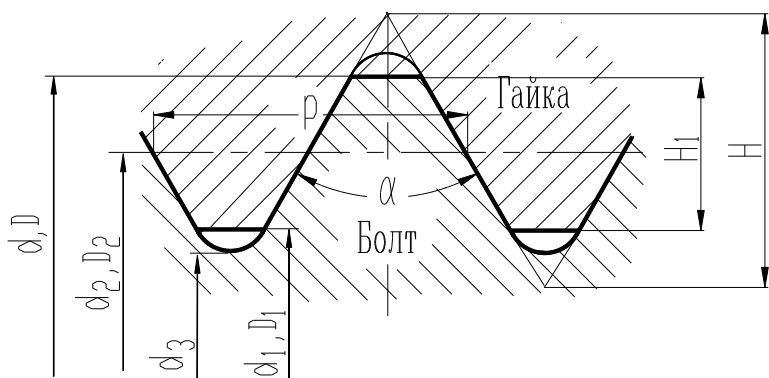
11.2. Параметри

Основните определения и параметри на резбите са съгласно БДС 12823 и БДС ISO 6410-1,2,3.



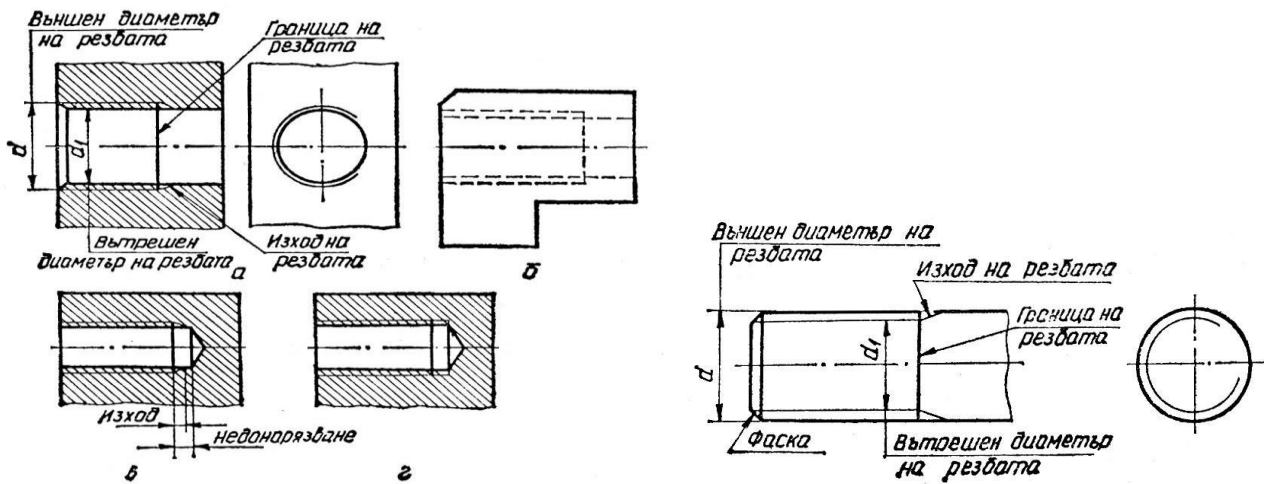
Фигура 11.8. Основни размери на външна и вътрешна резба

- d** външен диаметър на резбата на винта;
- d₁** вътрешен диаметър на резбата на винта;
- D** външен диаметър на резбата на гайката;
- D₁** вътрешен диаметър на резбата на гайката;
- d₂ = D₂** среден диаметър на резбата (еднакъв за винта и гайката);



Фигура 11.8. Резбово съединение-параметри

- P_n = P.n** - ход на резбата (на винтовата линия);
- P** - стъпка на резбата (разстоянието между едноименните страни на две съседни навивки, мерено успоредно на оста на резбата);
- n** - брой на ходовете на резбата;
- α** - профилен ъгъл на резбата;
- H** - височина на теоретичния профил на резбата-
- H₁** - работна височина на профила на резбата-
- β** - ъгъл на изкачване (на средния диаметър) на резбата
- l** – пълно нарязана дължина на резбата;
- l₁** – изход на резбата (тя е непълн профил).



Фигура 11.9. Резбово съединение – характеристики

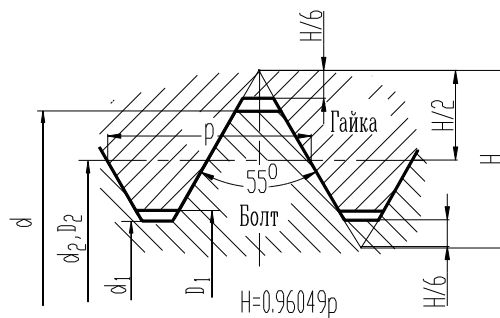
Основен принцип, който конструкторът трябва да съблюдава при винтовите съединения е *взаимозаменяемостта*.

По предложение на Whitworth още през 1841 г. са били създадени първите стандарти относно профила на резбата и диаметрите на винтовото стebло. Предложената от Whitworth резба има профил на равнинната фигура равнобедрен триъгълник с ъгъл при върха $\alpha=55^\circ$, като върховете са закръглени и са нагодени така, че между тях няма радиална хлабина. За да се повиши технологичността при изработване на същата през 1932 г. за тази резба е предвидена радиална хлабина. Така получената резба е наречена *цолова*.

Цоловата резба е стандартизирана у нас с БДС 1587-73.

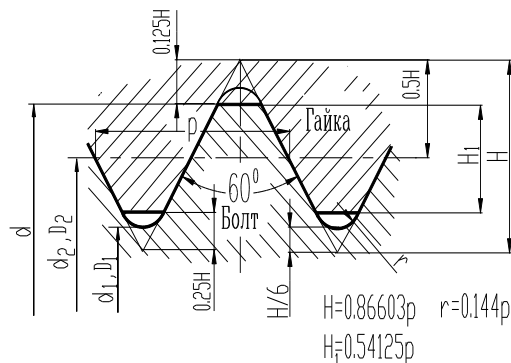
За да се повиши технологичността при изработване на същата през 1932 г. за тази резба е предвидена радиална хлабина. Така получената резба е наречена *цолова* с профилен ъгъл $\alpha=55^\circ$, като параметрите се измерват в цолове. (Един цол - $1'' = 25,4 \text{ mm}$).

Цоловата резба е стандартизирана у нас с БДС 1587-73.



Фигура 11.10. Цолова резба

Метричната резба е с профил на равнинната фигура, образуваща резбата, равнобедрен триъгълник с профилен ъгъл $\alpha=60^\circ$. У нас тя е стандартизирана с БДС 10689-78. В стандарта са предвидени два вида резби – *едра - нормална* и *ситна*. За основна е приета *едрата резба* заради високата и статична товароносимост и малкото влияние, което оказват неточностите при изработването върху якостта ѝ.



Фигура 11.11. Метрична резба

Резбовите съединения имат различно приложение в промишлените изделия - за взаимно свързване на детайли, за предаване на движение между винт и гайка, за центроване на детайли, за допълнително осигуряване на съединенията между равнини и профилни повърхнини на детайлите и др.

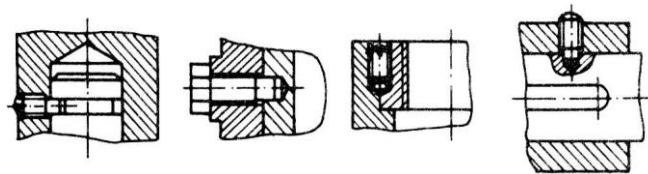
Типичен пример за взаимно свързване на детайли чрез резба са *тръбните съединения*. За целта се използва тръбна цилиндрична или тръбна конусна резба. Тръбната конусна резба се използва в случаите, когато е необходима повишена херметичност на съединението на тръбите, при големи налягания на течности и газове. Тръбните съединения се създават посредством специални стандартизирани детайли – муфи тройници, ъгълници и др. (Фиг. 11.12). Спазва се изискването резбата на тръбата да се показва завита частично в гайката.



Фигура 11.12. Елементи на тръбни резбови съединения

Двигателните резби се използват за праволинейно движение на различни органи на машините. В тези случаи най-често се използват съединения с трапецовидна и тионовидна резба.

Центрови резбови съединения се осъществяват предимно чрез стопорни винтове - Фиг. 11.13.



Фигура 11.13. Приложение на стопорни (центриращи) винтове

11.3. Изобразяване на резби и резбови съединения

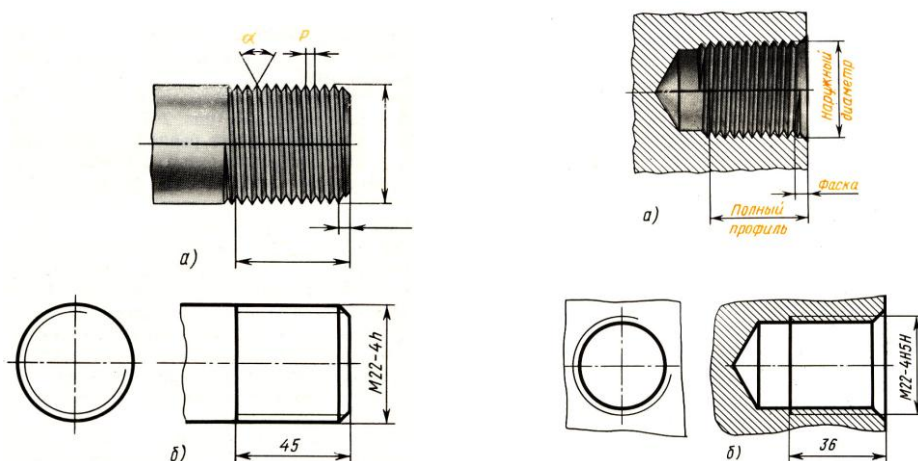
За съединяване на машинните елементи се използват *болтове и гайки, винтове или шпилки*.



Фигура 11.14. Елементи на резбови съединения

Методът за изобразяване на резби не зависи от вида на резбата, като вида на резбата и размерите ѝ трябва да бъдат означени в чертежите по правила, определени в съответните стандарти за резби.

Върховите повърхнини на видимите резби (а) се изобразяват с непрекъсната дебела линия /вид А, БДС ISO 128/ на Фиг. 11.15 (б).



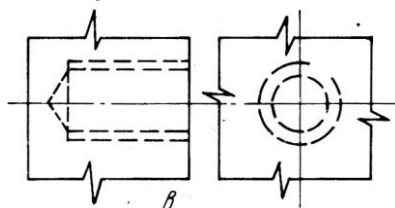
Фигура 11.15. Резбово съединение

Повърхнини по външния и вътрешния диаметър на невидимите резби се изобразяват с прекъсната линия / вид Е или F, БДС ISO 128, но само с един вид в даден чертеж/.

Щриховката на изобразената в сечение и / или разрез резба трябва да достига до линията, изобразяваща върховата повърхнина.

В изглед върху равнина, перпендикулярна на оста на видима резба, повърхнината на вътрешния диаметър на резбата се изобразява също с около 3/4 окръжност с тънка непрекъсвана линия / вид В, БДС ISO 128/.

Когато резбата е невидима, повърхнината на вътрешния диаметър се изобразява също с около 3/4 окръжност, но с тънка прекъсната линия Фиг.11.16.



Фигура 11.16. Резбово съединение

Границата на използваемата част на резбата се чертае с дебела непрекъсвана линия / вид А, БДС ISO 128 /, ако резбата е видима и с прекъсната линия, когато е невидима.

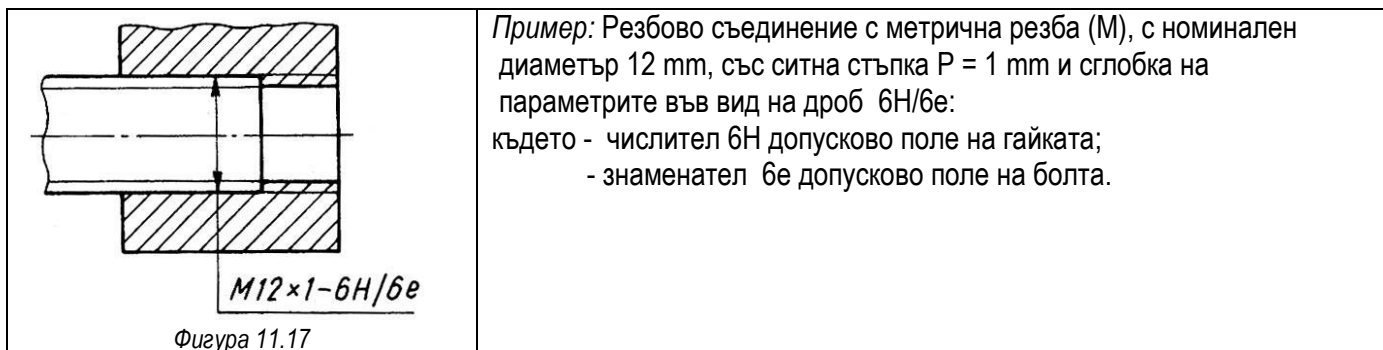
При оразмеряването на стандартна резба се нанасят условното означение на профила и основните размери, определени от стандартите за съответния вид резба , съгласно Таблица 11.1.

Означения на видовете резби

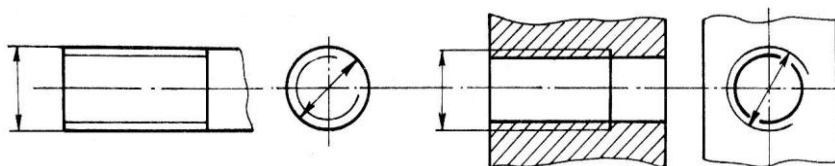
Наименование на резбата		Означение	Пример
Метрична нормална Метрична ситна Трапецовидна Опорна (трионовидна) Едисонова - електротех.	милиметрова	$M(d)$	M20
		$M(d \times P)$	M20 × 1,5
		$Tr(d \times P)$	Tr24 × 5
		$S(d \times P)$	S80 × 10
		$E(d)$	E33
Обикновена Тръбна цилиндрична Тръбна конусна външна Тръбна конусна вътрешна Бригсова	цолова	(d'')	3/4"
		$G(d'')$	G2
		$R(d'')$	R1/2
		$Rc(d'')$	Rc1/4
		$W(d'')$	W1/8

Таблица 11.1. Означения на видовете резби

Резбите се оразмеряват чрез специално размерно число, в което знакът \emptyset се заменя с буквено означение на вида на резбата съгласно Табл.11.1. В размерното число се включват номиналният размер (d, D) на резбата, стойността на стъпката и стойността на хода - за многоходови резби и посока на нарязването.

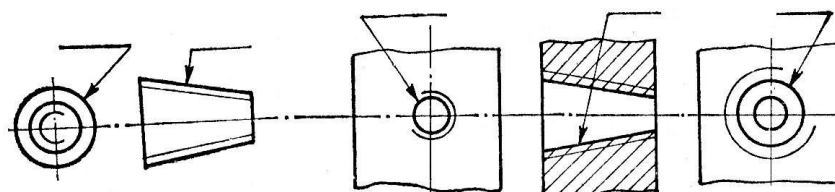


Размерните линии за всички стандартизирани резби се нанасят винаги на външния диаметър. Независимо от това, дали е означен с дебела или тънка непрекъсната линия – Фиг. 11.18.



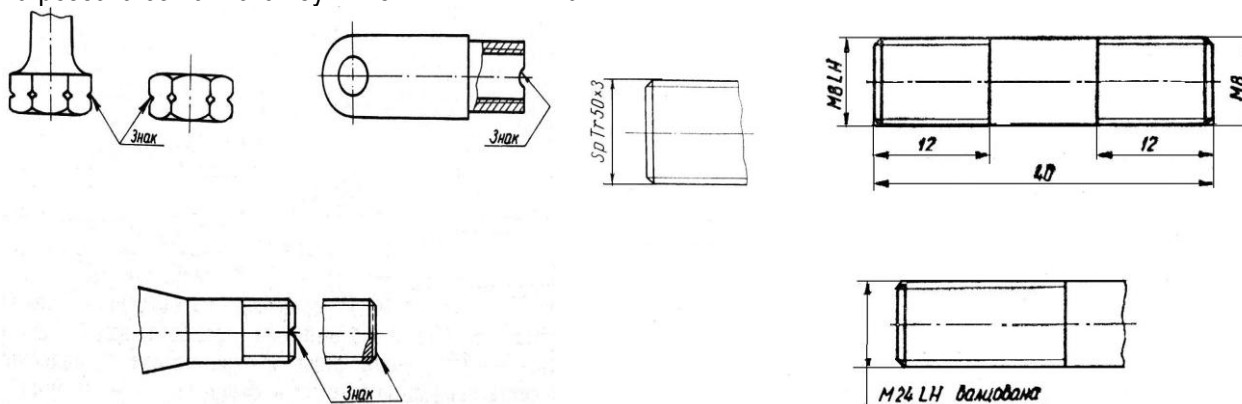
Фигура 11.18

Означенията на стандартизираните конусни резби се нанасят на поличка, на показна линия, чиято стрелка опира във всички случаи до дебелата непрекъсната линия на резбата - Фиг. 11.19.



Фигура 11.19

Посоката на десните резби не се означава, а на левите резби се означава, като след условното означение на резбата се написват буквите LH - Фиг. 11.20.



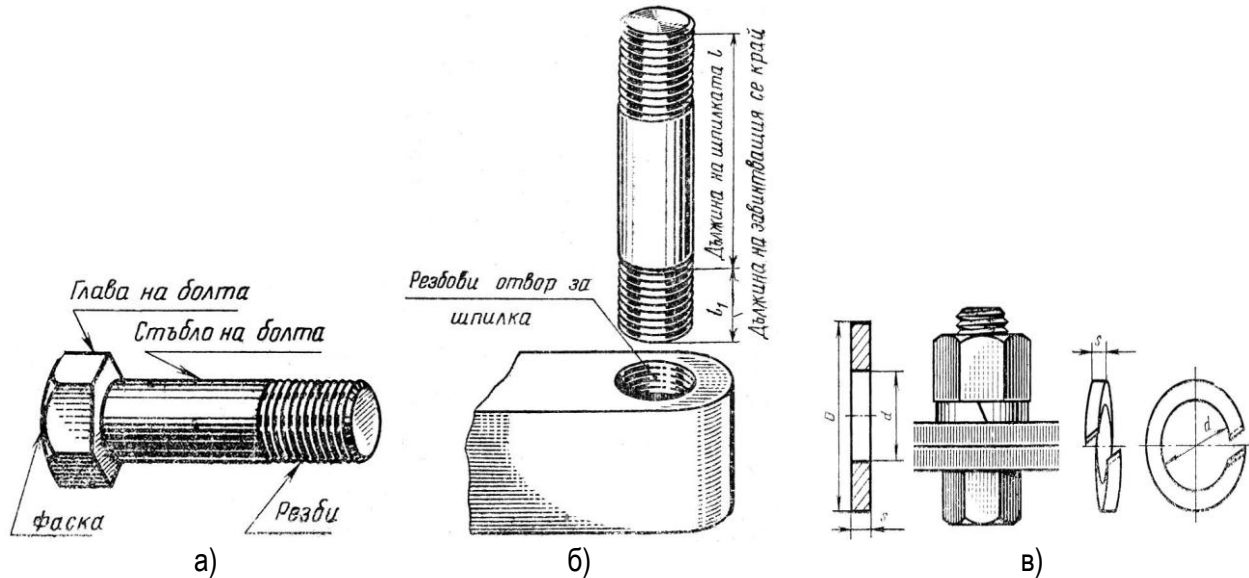
Фигура 11.20. Знаци и означаване на лява резба

Многоходовите резби се оразмеряват чрез буквеното означение на профила, номиналният диаметър, числената стойност на хода и в скоби буквата P и числената стойност на стъпката.

При нестандартните резби необходимите данни за изработването се нанасят на съответните изображения на елементите на резбата.

Резбовите съединения със стандартен профил се означават по описаните по-горе правила.

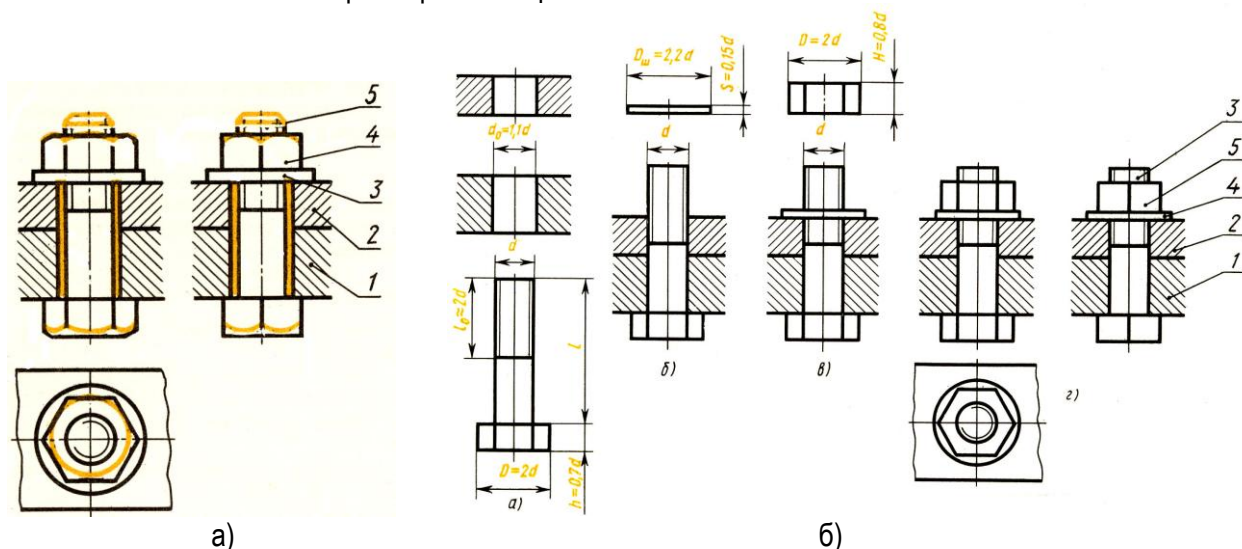
Най-разпространените разглобяеми съединения са резбовите. Използваните в тях резбови детайли болт, винт, шпилка, гайка и шайба са стандартизирани и всеки от тях е обект на отделен стандарт (Фиг.11.21). Показани някои от тези детайли с размери в съотношение с външния диаметър на резбата d .



Фигура 11.21

Болтово съединение (Фиг.11.21в). Свързващите детайли са болт и гайка. В общият случай се използва подложна или пружинна шайба.

Болтът Фиг.11.21а е цилиндрично тяло с нарязана резба и призматична глава, най-често шестостенна. Основните параметри на болта Фиг.11.22 б са: d - номинален диаметър на резбата, l – дължина на цилиндричното стебло, l_p – дължина на нарязаната част на стеблото, видът и точността на изпълнението на болта, материалът, покритието и т.н. Тези показатели влизат в означението на болта, което в общия случай е следното: **Болт I M d × L – БДС1234 -71** (изпълнение I , с нормална глава и с нормална точност по БДС 1234-71). Изпълнението с повишена точност е по БДС 1230-70ни т.н. Размерът S определя отвора на гаечния ключ на сглобяване на болта. В опростеното изобразяване на конструктивните параметри на болта се чертаят в зависимост от номиналния размер на d на резбата.



Фигура 11.22. Образуване на болтово съединение и условно опростено изобразяване

Гайката е призматично тяло, най-често шестостенно. В чертежите на сглобената единица се опростено Фиг.11.22 а,б. Основните показатели на гайката са номиналния размер на резбата d , височината на гайката H и

точността на изпълнението ѝ. Вразлични стандарти са регламентирани гайки с нормална и ниска височина, с прорези и корони, с нормална и повишена точност и т.н. Обикновенното означение на гайката е:

Гайка М "d" БДС 1250-71.

Шайбата се използва за предпазване на резбата от нараняване при сглобяването, за увеличаване на опорната площ под гайката, както и против саморазвиване на резбовото съединение. Тя може да се изпълни според две степени на точност: **А - БДС 206-78** или **С - БДС 14494-78**. Означението ѝ е:

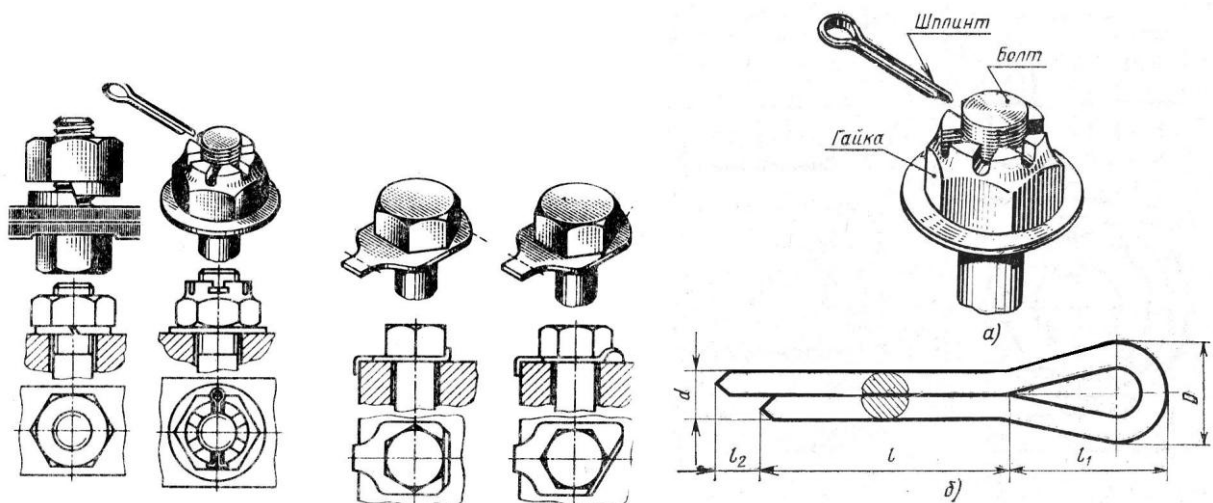
Шайба М "d" БДС 14494-78.

Против саморазвиването на резбовото съединение често се използват пружинни шайби. Те са срязани, най-често са със заострени ръбове, които се впиват в гайката и детайлите и пречат на саморазвиването на съединението. Тези шайби биват три изпълнения: Л-лек тип, Н-нормални, Т-тежък тип.

Означението е:

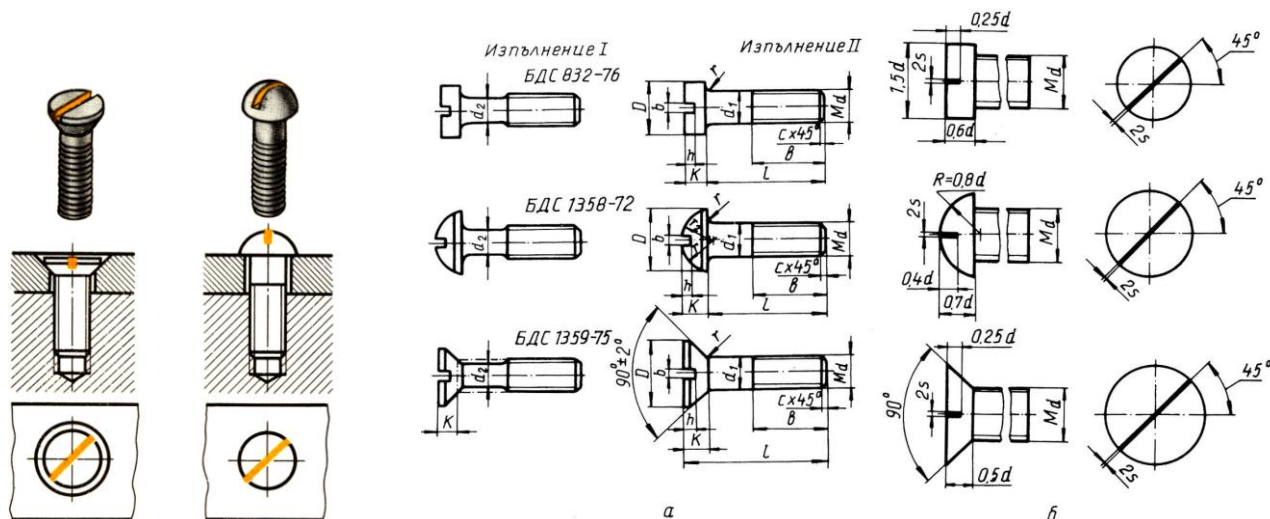
Пружинна шайба "d" Л БДС833-82 (лек тип).

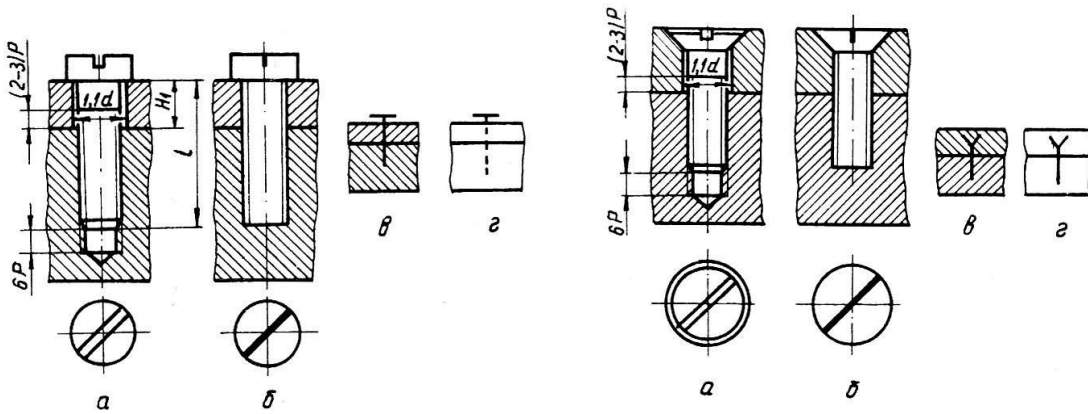
Вибрациите, съпътстващи работата на машините, понижават триенето и нарушават условието за самозадържане в резбата. Съществуват много способности за застопоряване или предпазване от саморазвиване (Фиг. 11.21в, 11.23) - използване на пружинни шайби, контра гайки, механичното фиксиране може да се направи с помощта на шплинт, твърдо съединяване на гайката чрез специална шайба или чрез планка. През последните години в практиката намира приложение физико - химическият способ за фиксиране на елементите на резбовото съединение чрез цианакрилатни лепила (каноконлит) или други лепила, ленти и др..



Фигура 11.23. Осигурителни средства срещу саморазвиване

Шпилково и винтово съединение. Главният свързващ детайл в тези съединения е шпилката или винтът, които се навиват на в резбовия отвор на детайл.

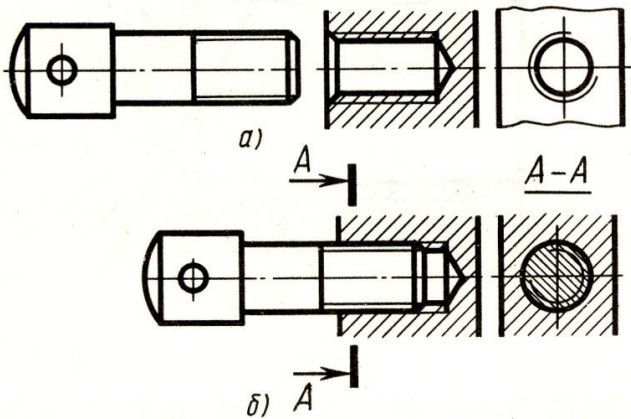




Фигура 11.24. Винтови съединения

Винтът е детайл, подобен на болт, чиято глава има разнообразно конструктивно оформление т.е. с прорез за ответрка съответно в цилиндрична, полуобла и в скрита глава (Фиг. 11.24). Всички видове винтове са стандартизирани в различни стандарти. Означението на винтовете е:

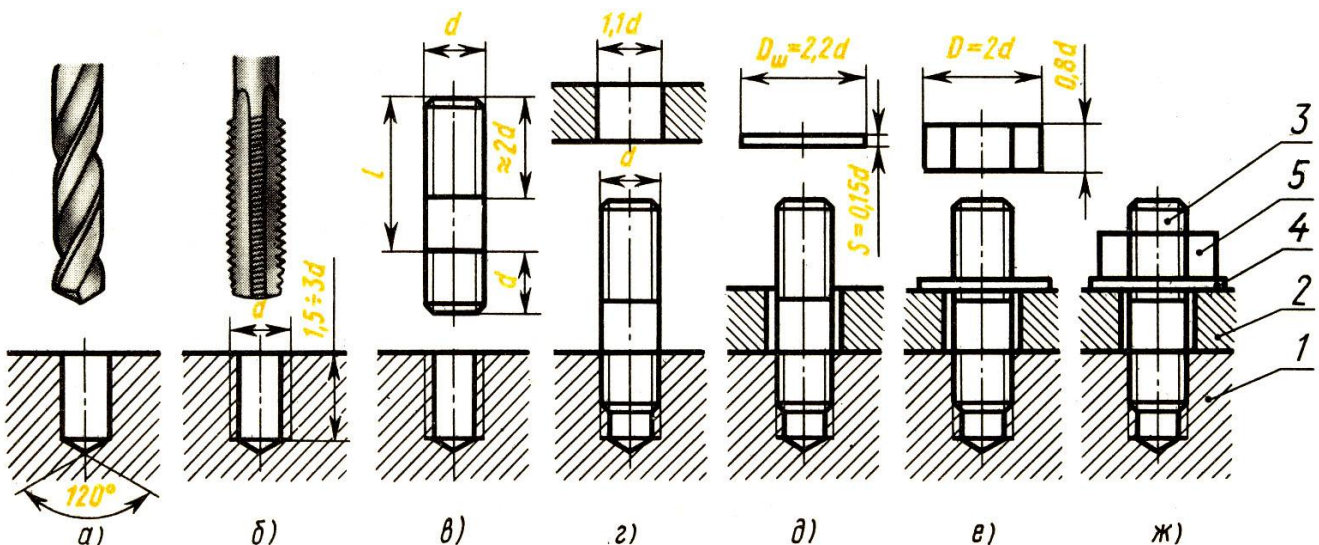
Винт I M d × L – БДС1359 -75 (изпълнение I , със скрита глава).



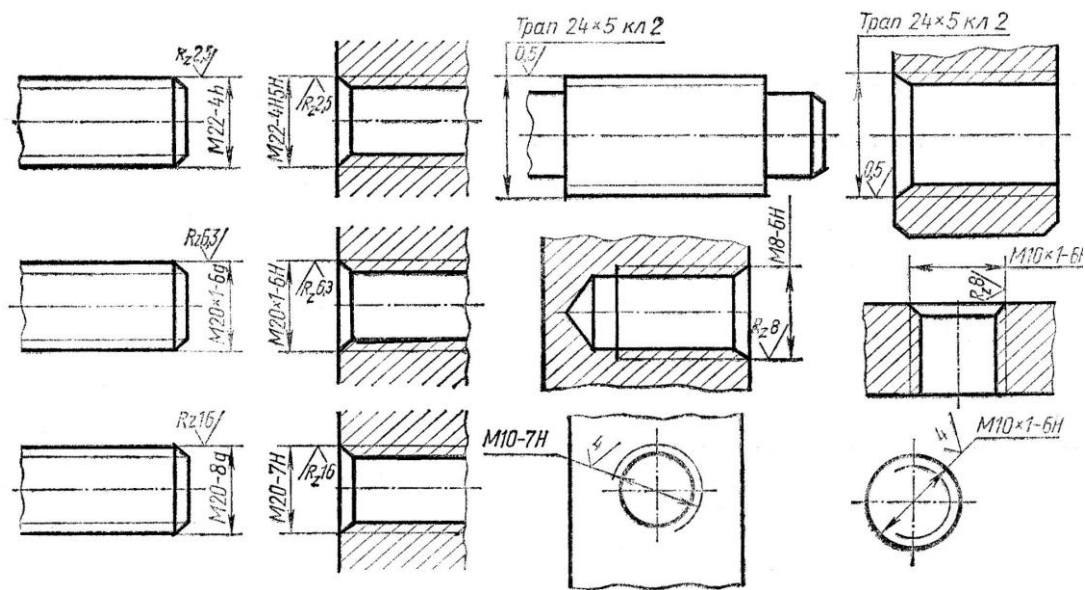
Фигура 11.25. Разновидност на фасонно винтово съединение

Шпилката е стъбло, на което от двата края е нарязана резба (Фиг 11.26). Означение на шпилка:

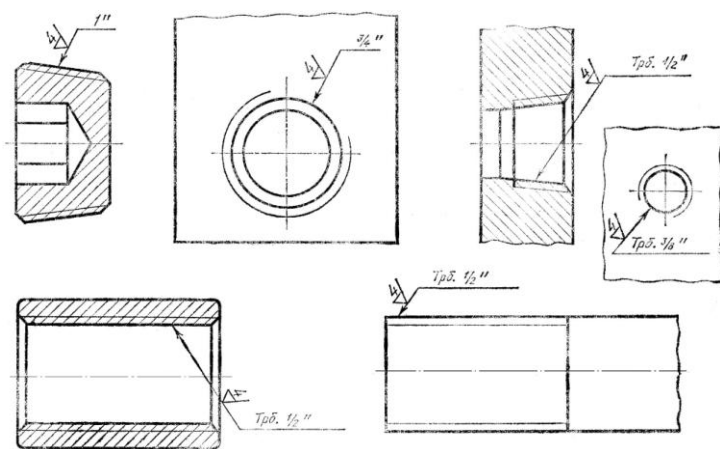
Шпилка I M d × l(b₁ /b) – БДС 1238 -75 (шпилка с нормална точност , изпълнение I).



Фигура 11.26. Образуване на шпилково съединение и условно опростено изобразяване



Фигура 11.27. Изобразяване и означаване на резбови повърхнини



Фигура 11.28. Изобразяване и означаване на цолови резбови повърхнини

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

Лекция 1. Съединители – Съдържание

- Определение и предназначение,
- Основна характеристика на съединителите;
- Видове съединители
- Неуправляеми съединители
 - Твърди съединители – втулков, дисков, на Хирт,
 - Твърди компенсирани съединители – Олдхамов, зъбен, Карданов
 - Еластични съединители – видове, по-известни конструкции



Машинни елементи – II–ра част – Лекция 1

1.1. Определение и предназначение

По принцип във всяка една съвременна машина могат да се различат следните основни звена:

- силова машина (двигател),
- трансмисия (предавка) и
- работна машина (изпълнителен механизъм).

Поради конструктивни съображения механичната енергия от двигателя се предава до изпълнителното звено не директно, а през механична верига от валове, предавки и механизми.

За свързване на частите на механичната верига служат машинни елементи, наречени **съединители**.

Съединителите са елементи на въртеливото движение предназначени за свързване на валове без изменяне на ъгловата скорост и въртящия момент.

Чрез съединители могат да се свържат още валове и монтирани върху тях други елементи - ремъчни шайби, зъбни колела, барабани и т.н.

Съединителите са сглобени единици

Допълнителни функции на съединителите (освен предаване на механична енергия):

- компенсирание на грешките във взаимното разположение на свързаните валове,
- намаляване на ударното натоварване,
- предпазно действие и т.н.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.2. Основна характеристика на съединителите

Основна характеристика на съединителите – това е предавания въртящ момент T .

Съединителите се избират по БДС или по ведомствени нормали, на база по-големия диаметър на съединяваните валове и по изчислителния момент:

$$T_{изч} = K.T,$$

където K е коефициент на режима на работа :

При задвижване с електродвигател: $K = 1,15 \div 1,4$ при спокойна работа

$K = 1,5 \div 2$ при променливо натоварване

$K = 2,5 \div 4$ при ударни натоварвания

Ако задвижването е от ДВГ горните стойности на K се завишават с 20÷40%.

Обикновено съединителите се изготвят с определен брой типоразмери, като всеки типоразмер е за определен диапазон от размери на съединяваните валове.

Съединяваните валове могат да се различават до известна степен в диаметрите поради различия в материала и различни огъващи моменти при един и същ въртящ момент T .

Най-слабите звена на избрания съединител се проверяват на якост по $T_{изч}$.

Шпонковите и шлицовите съединения на вала със съединителя се изчисляват по методите за изчисляване на шпонкови и шлицови съединения.

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Машинни елементи – II–ра част – Лекция 1

1.3. Видове съединители

Съществува голямо разнообразие от съединители:

- По принципа на действие - *механични, електрически, хидравлични*

Електрическите и хидравличните използват електромагнитни , съответно хидродинамични, сили за осъществяване на свързването (сцепването).

В дисциплината „Машинни Елементи” се разглеждат основно *механичните съединители*. Според възможността за външно въздействие върху работата им те се класифицират на:

- *неуправляеми*, създаващи връзка между валове, постоянството на която не зависи от външно въздействие. Те биват:
 - неподвижни съединители;
 - твърди компенсиращи съединители (не съдържат еластични елементи);
 - еластични съединители (с метални и неметални еластични елементи).
- *управляеми*, те могат да прекъсват (създават) връзката по външна команда;
 - *съединители за включване и изключване*
 - триещи съединители
- *самоуправляеми (автоматични)*, при тях създаването или прекъсването на връзката става при изменение на някой параметър на движението. Биват:
 - *центробежни съединители* – самоуправляеми по отношение на ъгловата скорост.
 - *предпазни* – самоуправляеми по отношение предаван въртящ момент
 - *съединители със свободен ход (еднопосочни)* – самоуправляеми по отношение на посоката навъртене.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4 Неуправляеми съединители

Към тази група се причисляват твърдите, твърдите компенсирани и еластичните

1.4.1. Твърди (постоянни) съединители

Твърдите съединители свързват два вала в едно цяло, като не позволяват никакво относително преместване в осово и напречно на оста направление, а също така и завъртане.

За да бъде възможно това, геометричните оси на валовете трябва да съвпадат.

Действащите в мястото на свързването сили и моменти се предават от единия вал на другия.

Твърдите съединители имат проста конструкция, несложен монтаж и демонтаж, евтини са.

Те се проектират да предават целия въртящ момент, който валовете могат да понесат.

Изчислително натоварване. Основно натоварване на съединителите е предавания въртящ момент, чиято номинална стойност в установен режим се означава с T . В процеса на работа са възможни претоварвания зависещи от динамичните свойства на масовите системи, намиращи се от двете страни на съединителя. В пусковия режим номиналният момент се увеличава с момента, необходим за развъртане на масите на работната машина. Затова якостното изчисляване се извършва с т.нар. *изчислителен момент*:

$$T_{изч} = K.T, \quad (1.1)$$

където K е коефициент на режим на работата; стойността му зависи от вида на силовата и на работната машини и се дава в таблици (виж табл.1.1).

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

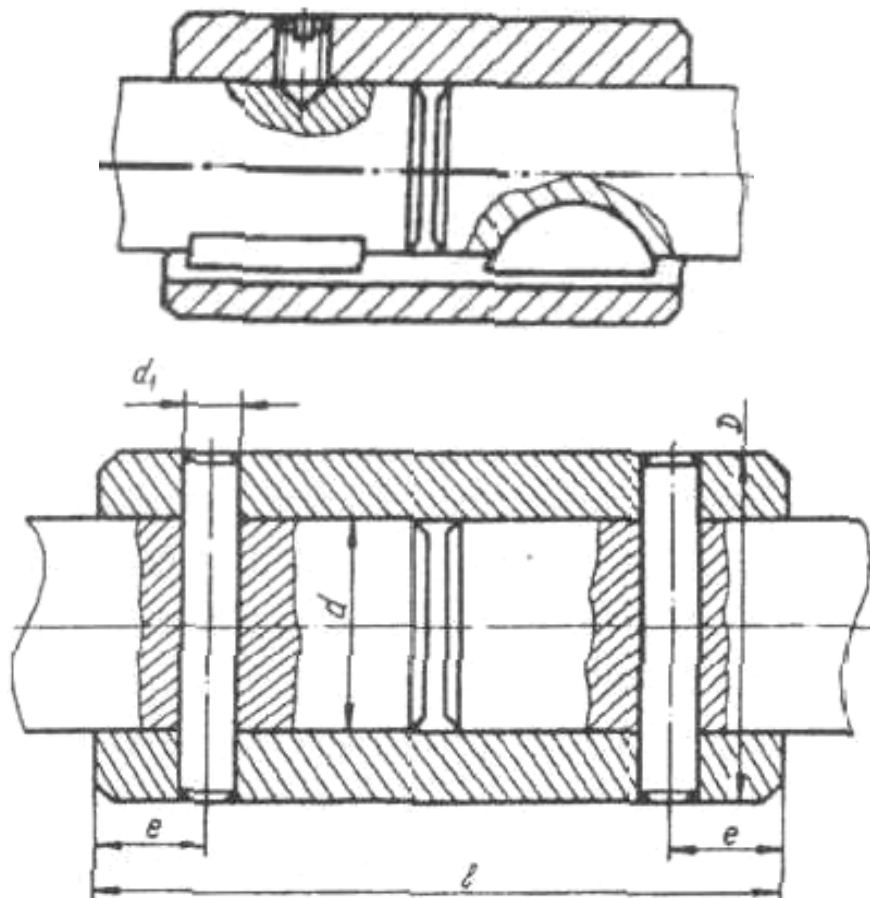
Таблица 1.1.

Стойности на коефициента K

Работна машина	Силова машина		
	Електро- двигател, турбина	ДВГ с 4-6 цилин- дъра	ДВГ с 1-3 цилин- дъра
Вентилатори, генератори, центробежни помпи	1,2	1,6	1,8
Елеватори, текстилни и металорежещимащини	1,4	1,8	2,0
Асансьори, елеватори, транспортъори, лебедки	1,6	2,0	2,2
Бутални компресории помпи, бетонобъркачки, ковашки чукове	1,8	2,2	2,5
Леки транспортни машини	1,5	1,8	2,0
Тежки транспортни и строителни машини	-	2,5	-

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.1.1. Втулков (гилзов) съединител.



Фиг. 3.1. Втулков съединител - конструктивни варианти

1.4.1.1. Втулков (гилзов) съединител - тип черупков

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Втулковият съединител (фиг. 1.1) - стоманена (Ст 45) или чугунена втулка, сглобена без хлабина към крайните шийки на свързаните валове.

Характеризира се с:

- най-проста конструкция и
- най-малки размери
- ниска цена

Недостатъци – неудобен монтаж и демонтаж.

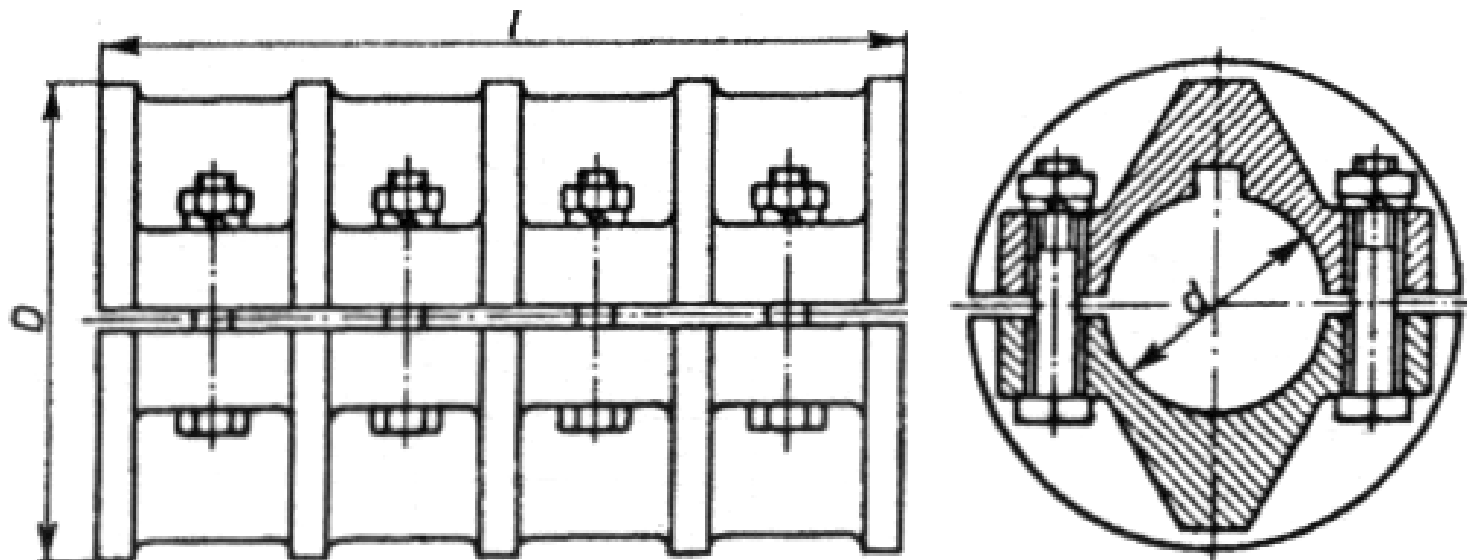
Необходимо е осово изместване най-малко на единия вал; при работа на открито е възможна корозия, затрудняваща демонтажа.

Приложение – за предаване на неголеми въртящи моменти

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

Недостатъците свързани с монтажа на втулковия съединител могат да се избегнат, ако втулката се раздели на две части по равнина, съдържаща оста на валовете, а двете части се свързват с болтове (фиг. 1.2).

Този съединител се нарича *чврупков* .



Фиг. 1.2. Чврупков съединител

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.1.1. Втулков (гилзов) съединител – продължение(изчисляване)

Якостната проверка на втулковия съединител включва проверка на втулката и на съединителните елементи.

Ако в мястото на съединителя действат: F_a - осова сила, N; M_{oz} - огъващ момент, Nm; $T_{изч}$ – изчислителен усукващ момент, Nm; A - площ на напречното сечение на втулката, m^2 ; $W = \pi.d^3/32$ - осов съпротивителен момент на сечението ѝ, m^3 , втулката се проверява на сложна якост и трябва да бъде изпълнено следното якостно условие:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_{он(нат)} + \sigma_{оз})^2 + 4\tau_{ус}^2} \leq [\sigma_{он}], \quad (1.2),$$

където $\sigma_{он(нат)} = F_a / A$; $\sigma_{оз} = M_{оз} / W$; $\tau_{ус} = KT / 2W$.

Ако се предава само въртящ момент то изчислението се прави съгласно условието:

$$\tau_{ус} = T_{изч} / W_{ус} = T_{изч} \cdot D / [0,2 \cdot (D^4 - d^4)] \leq [\tau_{ус}]$$

при $[\tau_{ус}] \approx 22 \div 25$ МПа

Якостната проверка на шпонковите съединения - както се изчисляват шпонкови съединения.

За варианта с напречните щифтове с диаметър d , се изчисляват на срязване по формулата:

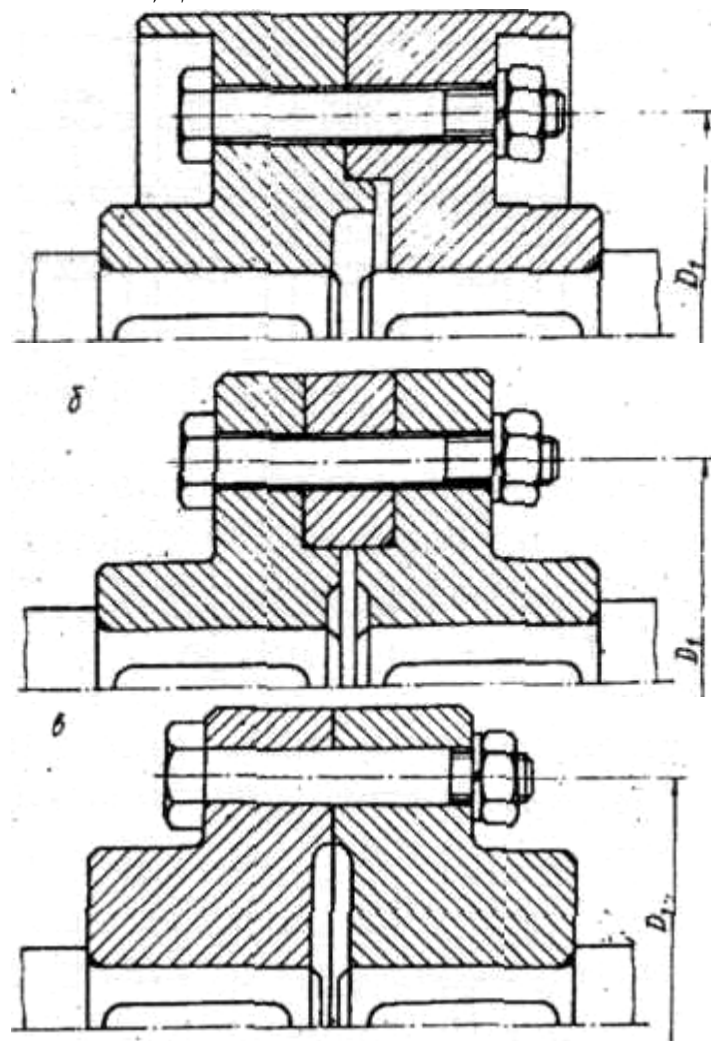
$$\tau_{сп} = \frac{4KT}{\pi \cdot d \cdot d_1^2} \leq [\tau_{сп}], \text{ или } d_1 \geq \sqrt{\frac{4KT}{\pi \cdot d \cdot [\tau_{сп}]}} \quad (1.3)$$

Ако дебелината на втулката е малка, щифтовете следва да се проверят и на смачкване за частта си, която контактува с втулката.

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.1.2. Дисков съединител



Дисковият съединител (фиг.1.3) се състои от два чугунени или стоманени диска (фланци), сглобени със стегнатост към крайните шийки на валовете и съединени помежду си чрез болтове, разположени по окръжност с диаметър D_i .

Въртящият момент се предава от задвижващия вал към свързаните дискове и след това към задвижвания вал чрез шпонкови съединения с призматични шпонки.

Центровката на валовете се осъществява чрез:

- сглобка $H7/h6$ по обща за дисковете къса цилиндрична повърхнина - вариант а);
- чрез междинна вложка, центрована към всеки от дисковете със същата сглобка - вариант б),
- или с използване на "пасвани" болтове - вариант в).

Конструкцията и размерите на дисковите съединители са стандартизирани - БДС 12954-81.

←Фиг.1.3. Конструктивни варианти на дисков съединител

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.1.2. Дисков съединител - изчисления

Якостна проверка. След подбиране на размера на съединителя според формула (1.1), се извършва якостна проверка на болтовете. Различават се два случая:

1. Болтовете са поставени без хлабина в отворите (*пасвани болтове* – фиг.1.3,в). Тези болтове могат да се разрушат вследствие на срязване, предизвикано от периферната сила $Ft = 2KT/z.D_i$, където z е броят на болтовете, а D_i - диаметър на окръжността, по която те са разположени. Якостното условие за напрежението на срязване е:

$$\tau_{cp} = \frac{4F_t}{\pi.d_0^2} = \frac{8KT}{\pi.z.D_i.d_0^2} \leq [\tau_{cp}], \quad (1.4)$$

където d_0 е диаметър на стеблото на болта. $[\tau_{cp}]$ се приема $20 \div 40$ МПа, тъй като в стеблото освен напрежение на срязване действа и опъново такова вследствие на затягането.

2. Болтовете са поставени в отворите с хлабина (*непасвани болтове* - фиг.1.3,а и фиг.1.3,б). В този случай, за да не се допусне приплъзване между дисковете при предаване на въртящия момент, е необходимо силите на триене по контактната челна повърхнина да имат момент най-малко равен на предавания: $T_{mp} \geq KT$. Ако във всеки болт действа сила на затягане F , моментът на силите на триене ще бъде $T_{mp} = z.F.\mu.R_{cp}$ (z е брой на болтовете, R_{cp} - среден радиус на контактната повърхнина, μ - коефициент на триене). Може да се приеме $R_{cp} = D_i/2$, тогава за необходимата сила на затягане се получава:

$$F = \frac{2KT}{z \mu D_i} \quad (3.5)$$

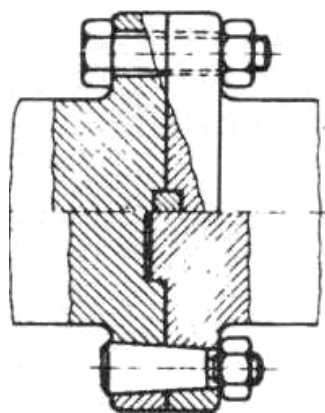
Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.1.2. Дисков съединител – изчисления продължение

Силата F поражда напрежение на опън в болтовете, което ще бъде максимално в сечение с диаметър, равен на вътрешния диаметър на резбата d_1 . Трябва да се спази якостното условие:

$$\sigma_{on} = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{8KT}{\pi z \mu D_1 d_1^2} \leq [\sigma_{on}] \quad (3.6)$$

Дисковите съединители имат по-удобен монтаж и демонтаж в сравнение с втулковите, осигуряват добра центровка на валове и работят надеждно при тежки режими перпендикулярни спрямо оста на вала.



I Вариант

II Вариант

Изработването им е по-сложно, понеже челните повърхнини на дисковете трябва да бъдат строго

В редица случаи дисковете не се изработват отделно, а от материала на самите валове и тогава съединителя се нарича *фланцов* (фиг. 1.4).

Използва се при тежките машини в енергетиката, металургията, за преработка на инертни материали.

Якостната проверка на фланцовия съединител не се различава от тази на дисковия съединител.

Фиг. 1.4. Фланцов съединител

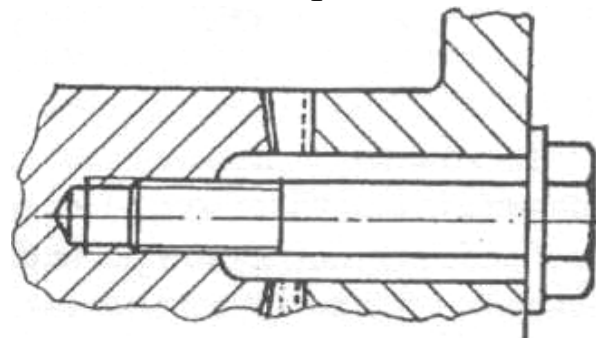
Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.1.3. Съединител на Хирт

Този съединител (фиг. 1.5) може да свързва

- два вала,
- за свързване на вал с друг елемент - в повечето случаи:
 - зъбно колело, верижно колело, диск, гърбица и пр, разположени в края му.

Предаването на въртящия момент става чрез радиално разположени зъби с триъгълен профил, изработени по челните повърхнини на двата свързвани елемента. За да бъдат зъбите постоянно в контакт, те са притиснати аксиално чрез винт. Тези твърди съединители имат *предимствата*:

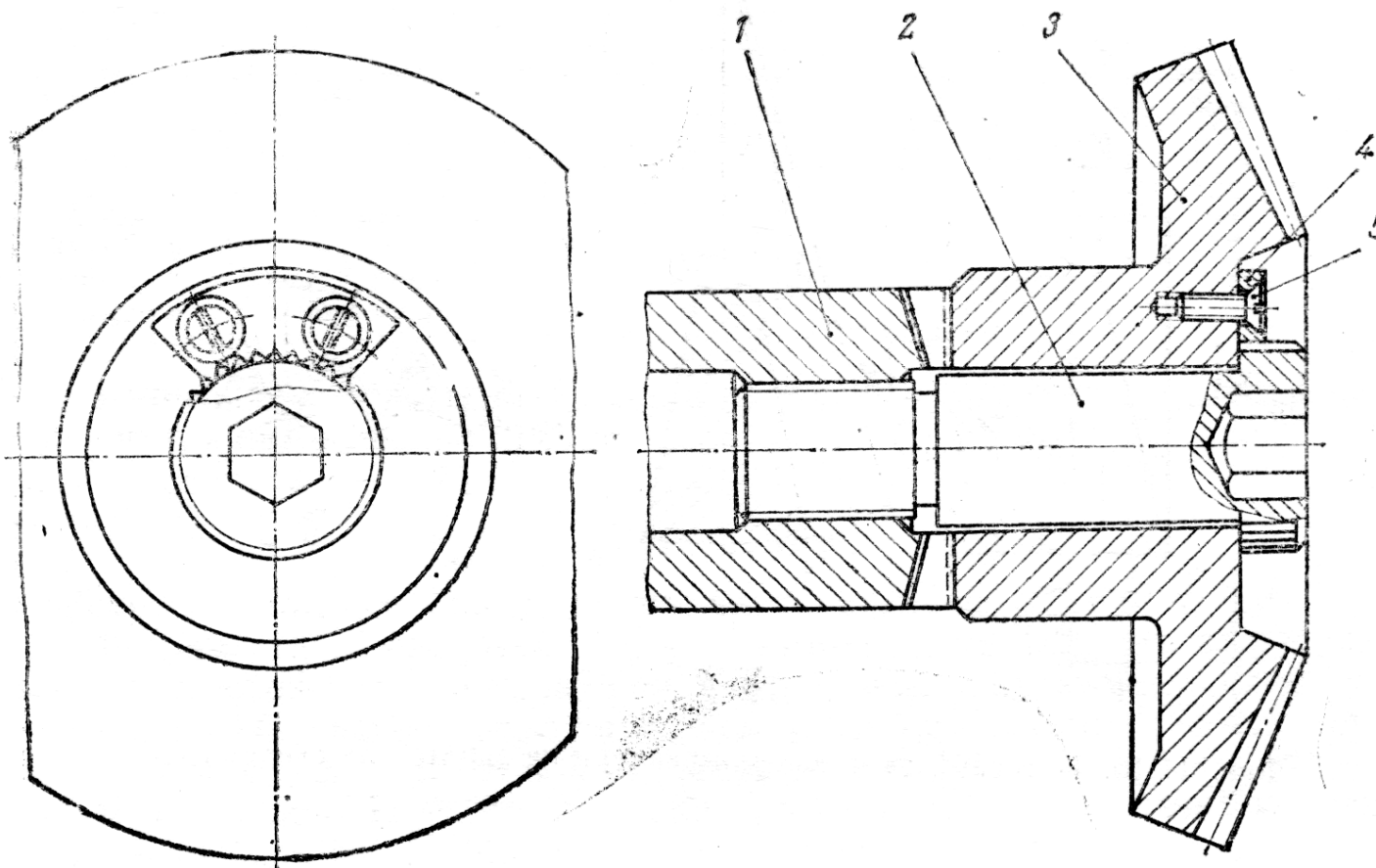


Фиг. 1.5. Хиртов съединител

- максимална компактност,
- липса на междинни свързващи елементи като шпонки, болтове и т.н,
- добра центровка на геометричните оси, която се запазва при чести разглобявания,
- създаването и освобождаването на връзката е бързо и удобно, товароносимостта е значителна,
- позволява чрез разглобяване и подходящо завъртане елементът да се установява в желано положение спрямо вала- важно при гърбици и дискове за делителни устройства.

Якостната проверка на Хиртовия съединител се извършва по емпирични формули, като критерий за работоспособност е допустимостта на напрежението на смачкване по работните повърхности на зъбите.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1



Кухият вал *1* може да се свърже с конусното зъбно колело *3*, куха шийка с рамената на колянов вал и др. При свързването радиалните зъби от челото на единия елемент влизат в съответните междузъбия на другия елемент, като в осова посока се притискат силно чрез винтова връзка. За гайка на връзката може да служи нарязана резба в една от частите, напр. *1* или резба да има и в двете части. Необходимо е свързаните детайли да бъдат пробити по оста им, за да може в отвора да се постави винтът, който ги притиска челно.

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.1.4 ЗАДАЧИ:

Задача 3.1. Да се определи максималният въртящ момент T_{max} , който може да се предаде чрез твърд втулков съединител с напречни щифтове (фиг. 1.1,в), ако $d = 30 \text{ mm}$, $d_1 = 6 \text{ mm}$, и материалът на щифтовете има тангенциално напрежение на провлачане $[\tau_s] = 220 \text{ MPa}$.

Решение: Максималният момент, които може да се предаде с този съединител, се определя от якостното условие за тангенциалното напрежение на срязване в щифтовете, т.е. :

$$\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}] = \frac{\tau_s}{S}$$

Ако приемем коефициента на сигурност $S = 2,2$, за допустимото напрежение на срязване получаваме $[\tau_{cp}] = \tau_s / 2,2 = 100 \text{ MPa}$. Тогава от формула (1.3) следва ($T_{max} = K.T$):

$$T_{max} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot d \cdot [\tau_{cp}]}{4} = \frac{\pi \cdot 6^2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,03 \cdot 10^8}{4} = 84,82 \text{ Nm}$$

Задача 3.2. Да се направи якостна проверка на твърд дисков съединител за двата възможни конструктивни варианта: а) с пасванн болтове и б) с непасванн болтове, ако предаваният максимален момент е $KT = 105 \text{ Nm}$, при следните размери: $D_1 = 80 \text{ mm}$ и 4 болта М10 от стомана 45; коефициента на триене да се приеме $\mu = 0,1$.

Решение: За материал стомана 45 за болтовете приемаме $[\sigma_{on}] = 110 \text{ MPa}$ и $[\tau_{cp}] = 60 \text{ MPa}$.

а) вариант с пасвани болтове - проверка по формула (1.4) за $z = 4$, $D_1 = 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ и $d_0 = 10^{-2} \text{ m}$

$$\tau_{cp} = \frac{8KT}{\pi \cdot z \cdot D_1 \cdot d_0^2} = \frac{8 \cdot 105}{\pi \cdot 4 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-4}} = 8,35 \text{ MPa} < [\tau_{cp}];$$

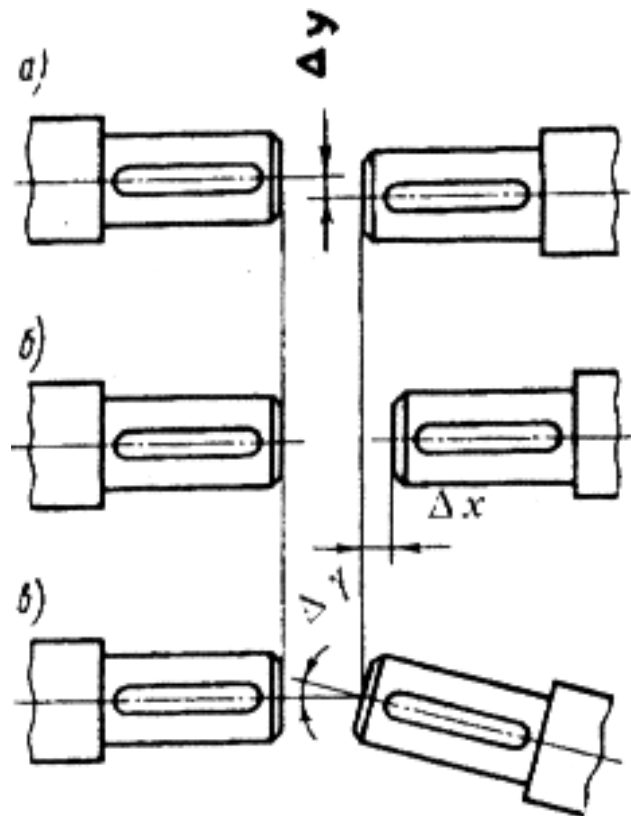
б) вариант с непасвани болтове - формула (1.6). $d_1 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$:

$$\sigma_{on} = \frac{8KT}{\pi \cdot z \cdot \mu \cdot D_1 \cdot d_1^2} = \frac{8 \cdot 105}{\pi \cdot 4 \cdot 0,12 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 8^2 \cdot 10^{-6}} = 108 \text{ MPa} < [\sigma_{on}]$$

Извод: Вариантът с пасвани болтове има по-големи възможности.

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

1.4.2. Твърди компенсирани съединители



Фиг. 3.6. Грешки във взаимното разположение на валовете

Този вид съединители по отношение на относителното завъртане на валовете имат качествата на твърди съединители, но в същото време могат да свързват валове с несъвпадащи геометрични оси, т.е. имат компенсирани възможности.

При изработката, монтажа и експлоатацията между краищата на валовете (фиг. 3.6) могат да възникнат следните неточности (и комбинации от тях):

- осово изместване Δx ;
- напречно (радиално) изместване Δy ;
- ъглово изместване $\Delta \gamma$.

Благодарение на съществуващата вътрешна подвижност между частите на твърдите компенсирани съединители става възможно предаването на въртящ момент между валовете дори и при наличието на тези неточности.

Тези съединители намаляват допълнителните натоварвания във валовете породени от неточностите.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.1. Съединител с кръстата кулиса (Олдхамов съединител)



Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.1. Съединител с кръстата кулиса (Олдхамов съединител)

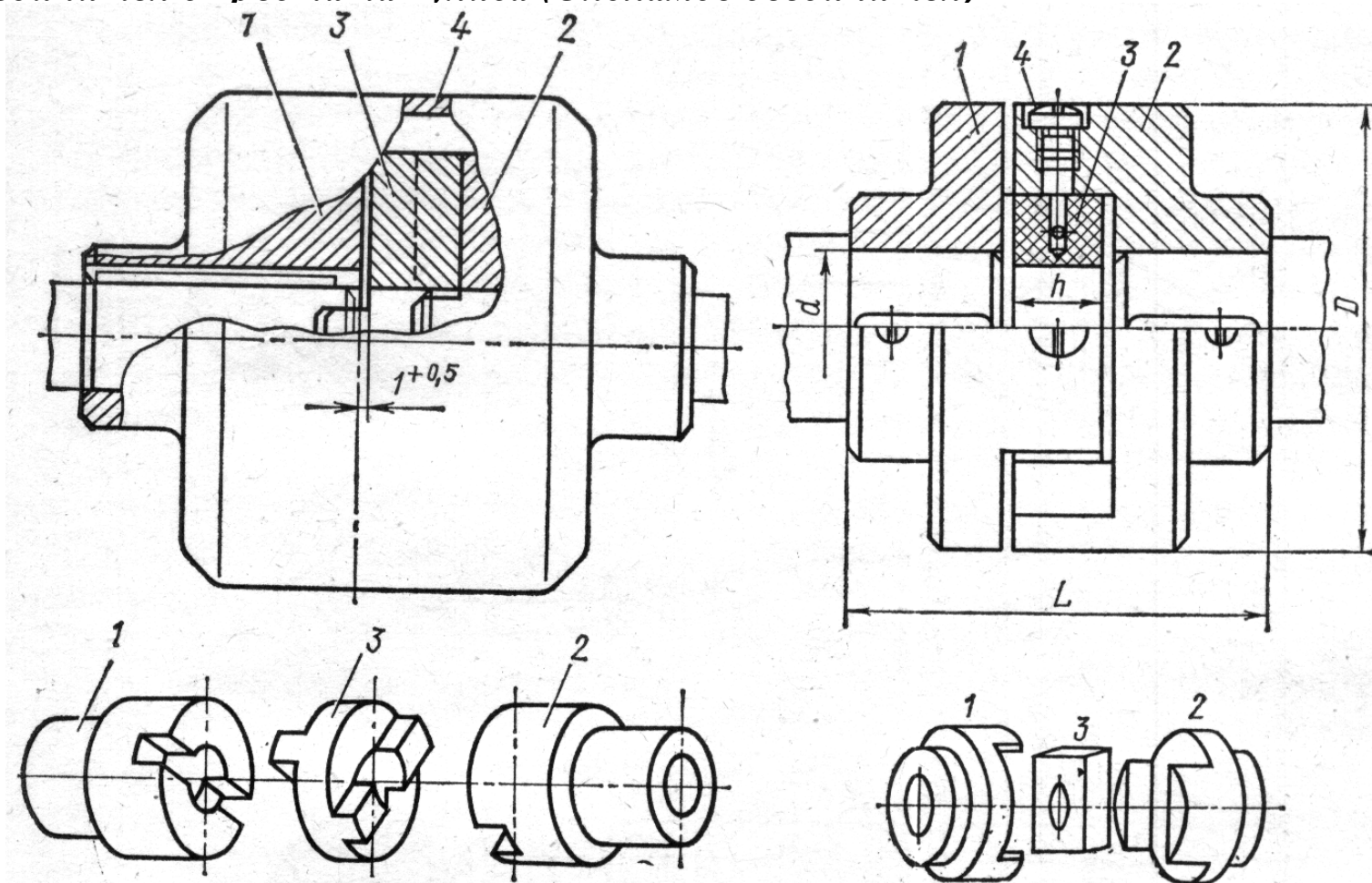
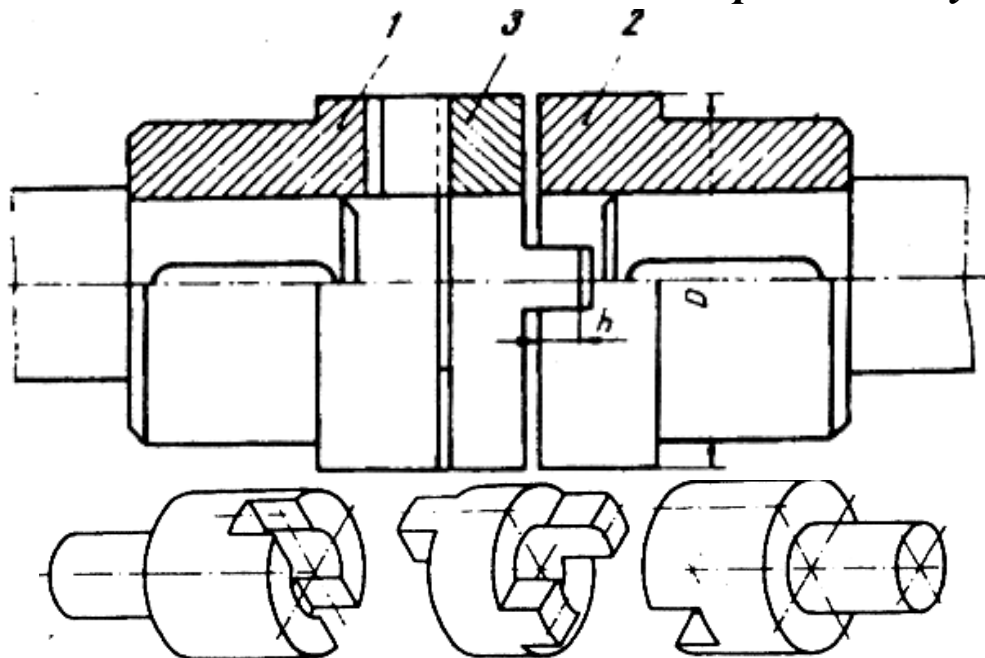


Рис. 19.5

Рис. 19.6

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.1. Съединител с кръстата кулиса (Олдхамов съединител)



Фиг. 1.7. Олдхамов съединител

Олдхамовият съединител (фиг.1.7) - състои се от неподвижно монтирани към валове дискове 1 и 2 с диаметрални канали по челата им. В каналите влизат издътци (зъби) на кръстатата кулиса 3. Между валове и дисковете предаването на въртящия момент става чрез шпонкови съединения, а между дисковете и кулисата - чрез натиск по страничните стени на каналите.

Този съединител може да компенсира грешките осово изместване Δx и ъглово изместване $\Delta \gamma$ (до $0^\circ 40'$), но най-вече радиално изместване Δy (до няколко милиметра).

Условие за работоспособност - зъбите на кулисата да са взаимно перпендикулярни.

При въртенето кулисата извършва планетно движение, като се върти около геометричната си ос с ъгловата скорост ω на въртене на валове, докато центърът (оста) на кулисата описва окръжност с диаметър Δy с два пъти по-голяма ъглова скорост – 2ω . В масовия център на кулисата се появява значителна центробежна сила, натоварваща допълнително контакта между зъбите и каналите.

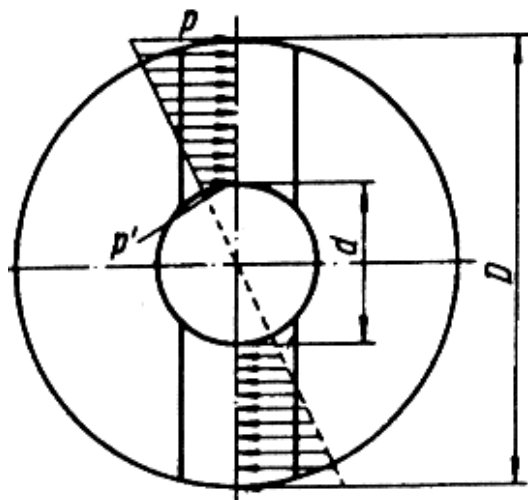
Затова Олдхамовият съединител се използва за сравнително по-ниски ω , за неголеми стойности на Δy и с кръстата кулиса от материал с по-малка плътност (текстолит).

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.1. Съединител с кръстата кулиса (Олдхамов съединител)

Характерна повреда - е износването по страничните контактни стени на зъбите (каналите), дължащо се на приплъзването и предизвиканото от предавания момент повърхностно налягане.



Фиг.1.8. Разпределение на повърхностното налягане

Якостното изчисляване (фиг. 1.8)- проверка на максималната стойност на налягането p . Практиката показва, че в радиално направление в участъка, ограничен от външния радиус $D/2$ и вътрешния радиус $d/2$, повърхностното налягане се разпределя по трапецовиден закон, а по дълбочината на канала - равномерно. Максималната стойност на налягането p трябва да бъде по-малка от допустимата $[p]$, определена опитно на база износване:

$$p = \frac{6KT D}{h(D^3 - d^3)} \leq [p], \quad (1.7)$$

където h е височината на контактната повърхнина между зъбите и каналите. Допустимата стойност на повърхностното налягане за кулиса от стомана със закаляване е $[p] = 15-25$ МПа; за кулиса от текстолит или чугун - $[p] = 7,5-10$ МПа.

Ако кулисата е от неметален материал, Олдхамовият съединител може да осигури електрическа изолация на свързаните валове. Използването му натоварва валовете вибрационно.

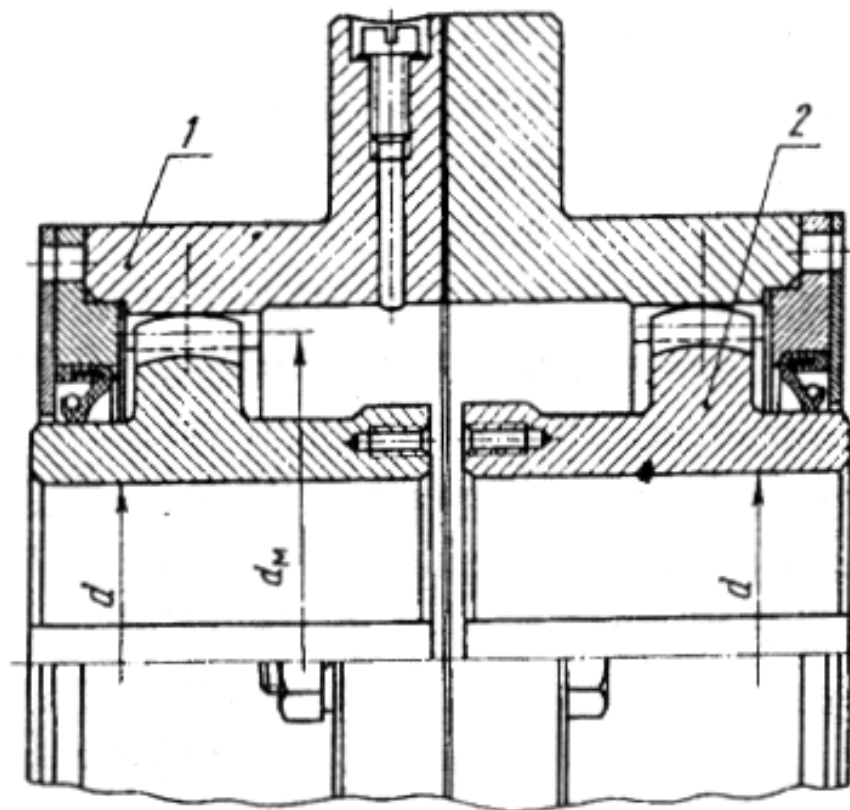
Задача 3.3. Какъв максимален въртящ момент може да се предаде чрез Олдхамов съединител с дискове от стомана и размери $D = 100$ mm, $d = 60$ mm, $h = 6$ mm?

Решение: Приемаме $[p] = 20$ МПа. От формула (1.7) следва:

$$T_{max} = KT = [p] \cdot h \cdot (D^3 - d^3) / (6 \cdot D) = 20 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot (0,1^3 - 0,06^3) / (6 \cdot 0,1) = 156,8 \text{ Nm.}$$

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

1.4.2.2. Зъбен съединител



Фиг. 1.9. Зъбен съединител

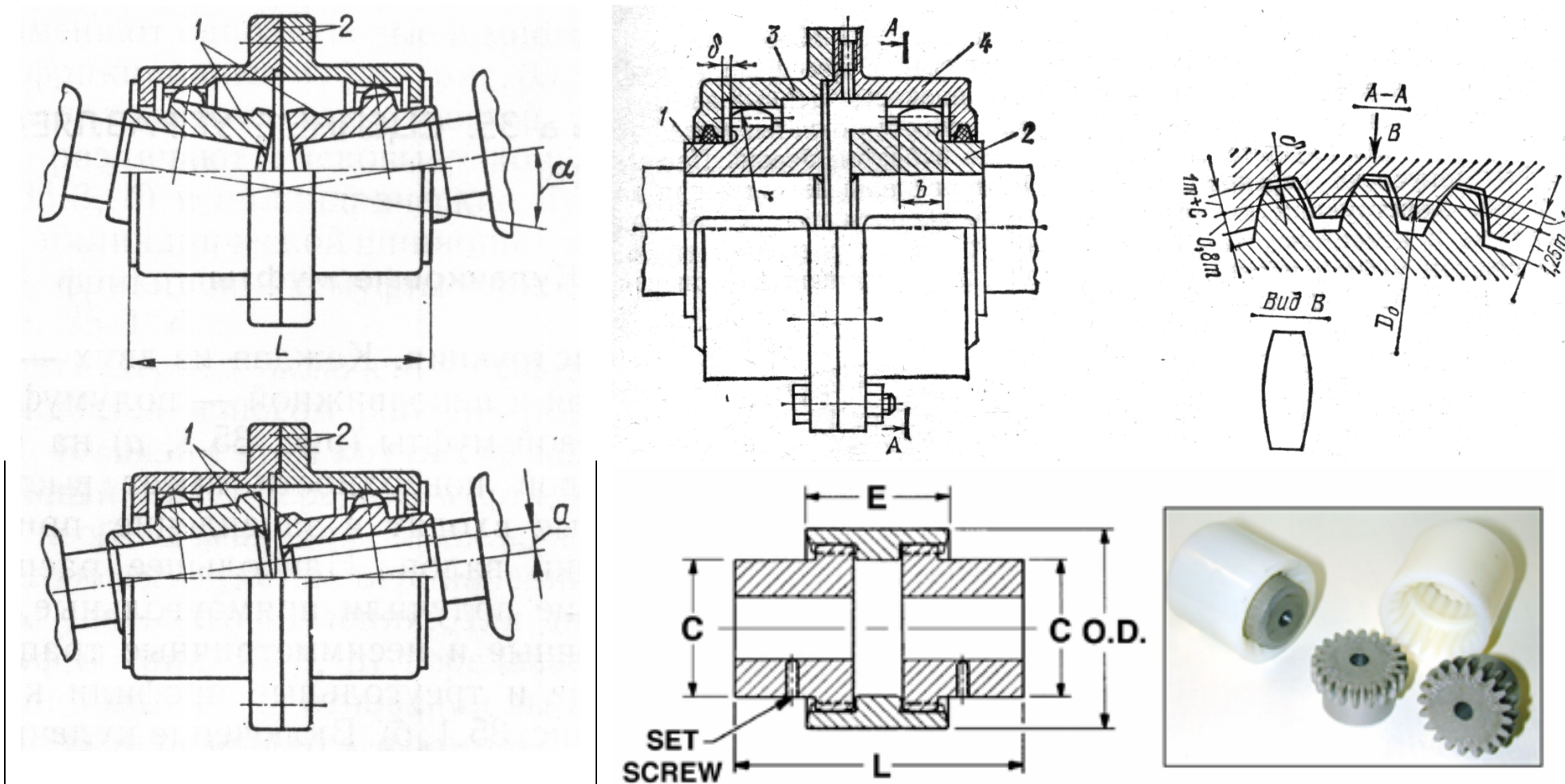
При зъбния съединител (фиг.1.9) към всеки от свързаните валове чрез шпонково съединение се закрепва зъбно колело с (външни) бъчвообразни зъби 2. Тези зъби са зацепени с изработени върху зъбни втулки 1 вътрешни зъби със същия модул и брой.

Двата реда с вътрешни зъби могат да се изработят върху едно тяло, но за удобство при монтажа по-често втулките са две и се свързват помежду си чрез болтове.

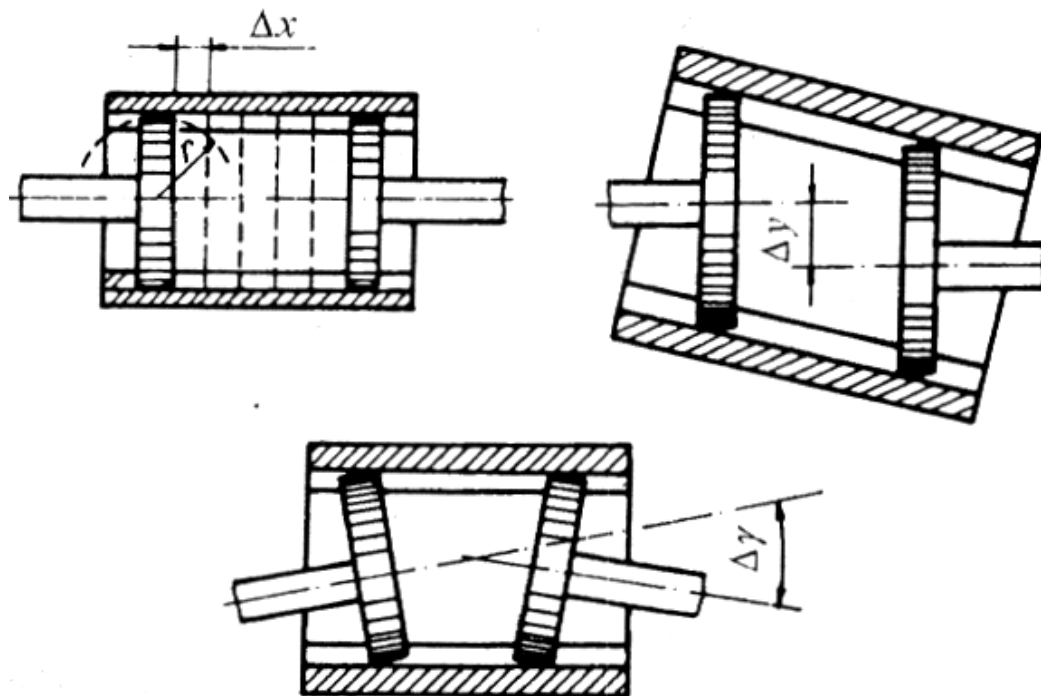
За намаляване на износването на зъбите в съединителя се налива масло като предвиждат съответни уплътнения

Освен показаната на фиг. 1.9 конструкция съществуват и други варианти, например елемент с външни зъби към единия вал, и с вътрешни - към другия и пр.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1



1.4.2.2. Зъбен съединител



Фиг. 3.10. Възможности на зъбния съединител за компенсиране на грешки във взаимното разположение на валовете

В случая на други варианти конструкции спрямо тази от фиг.3.9 (например елемент с външни зъби към единия вал, и с вътрешни - към другия и пр.) неточностите Δy и $\Delta \gamma$ се компенсират в по-тесни граници.

Зъбният съединител може да компенсира всички видове неточности при взаимното разположение на валовете (фиг. 1.10).

- осово изместване Δx ;
- напречно(радиално) изместване Δy ;
- ъглово изместване $\Delta \gamma$.

Ако са налице измествания от вида Δy , $\Delta \gamma$ при въртене на валовете между външните и вътрешните зъби има приплъзване.

Компенсиращите възможности на съединителя зависят от предвидените хлабини между зъбите и са в границите :

- $\Delta x = 2 \div 10 \text{ mm}$;
- $\Delta y = 1 \div 5 \text{ mm}$;
- $\Delta \gamma \leq 1^\circ$

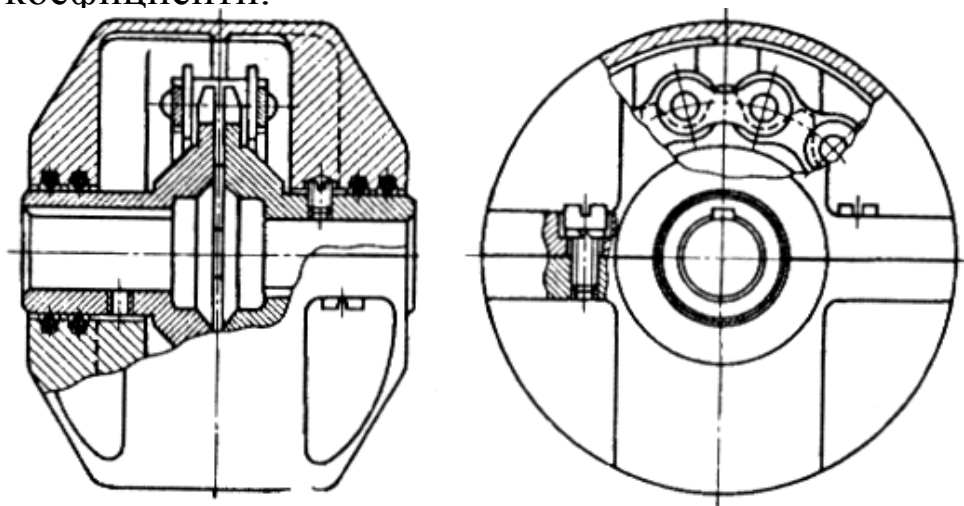
Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.2. Зъбен съединител -продължение

Зъбните съединители имат компактна конструкция и голяма товароносимост. Произвеждат се от специализирани фирми в серия от размери за различни въртящи моменти. Размерите им са стандартизирани (БДС 3268-86). Приложение в тежкото машиностроене - металургични машини, товароподемна техника, мелници.

Материали. За елементите със зъби - качествени въглеродни или легирани стомани - 40, 45, 50, 40X с термообработка до твърдост HRC = 35 - 45. Останалите елементи - от стомана или чугун.

Изчисляване. Основната повреда е износване на зъбите. Якостното изчисляване се прави при условие повърхностното налягане по работната повърхнина на зъба при допускане на равномерното му разпределение да не надвиши допустимото. Реалните работни условия се отчитат с поправъчни коефициенти.



Фиг. 1.11. Верижен съединител

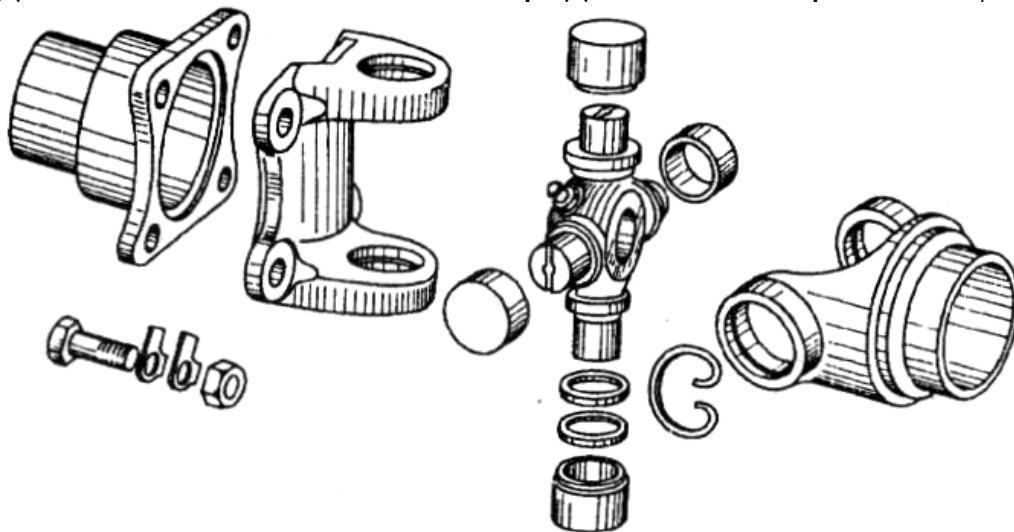
На фиг. 1.11 е показан верижен твърд компенсиращ съединител, чието действие и възможности са подобни на тези на зъбния, но за свързване на зъбите се използва втулкова преводна верига.

Поради наличието на хлабини в шарнирите на веригата, този вид съединители не се използват за реверсивни задвижвания (получават се удари).

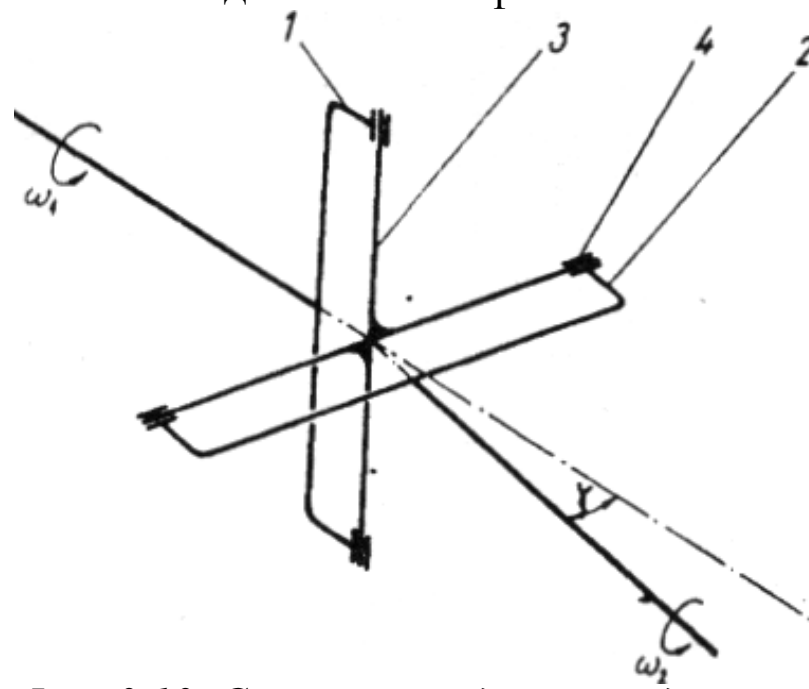
Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.3. Карданов съединител

Кардановият съединител (шарнирът на Хук) е предназначен за свързване на валове с пресичащи се под ъгъл геометрични оси. Примерна конструкция на карданов съединител за задвижване на автомобил е представена на фиг. 1.12, а схема на съединителя -на фиг. 1.13.



Фиг. 3.1. Автомобилен карданов съединител



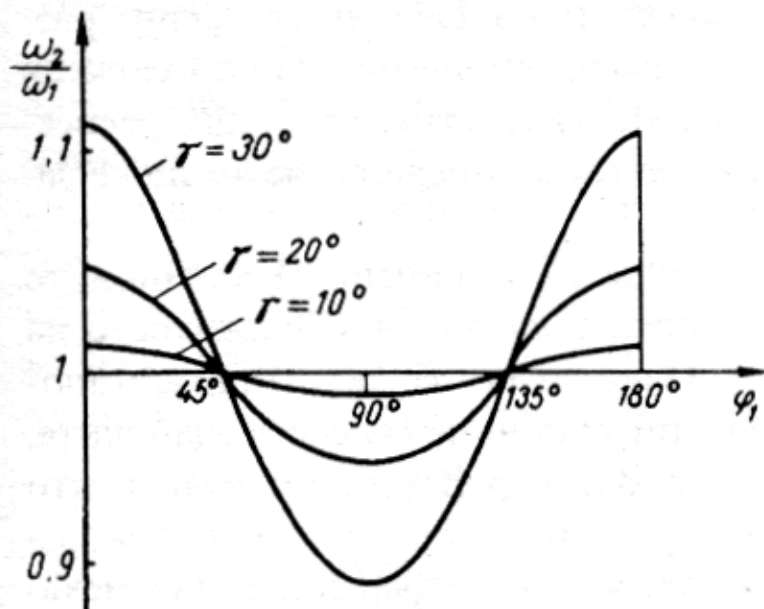
Към валове са свързани *вилки 1, 2* (фиг.1.13), в които чрез цилиндрични шарнири *4* са лагерувани рамената на междинен елемент, наречен *кръстачка 3*. Фиг. 3.13. Схема на карданов съединител

Конструктивно шарнирите се изпълняват като плъзгачи или търкалящи (иглени) лагери. Между валове и вилките въртящият момент се предава (най-често) чрез шлицови съединения. Условие за работоспособност е геометричният център на кръстачката да лежи в точката на пресичане на геометричните оси на валове и рамената ѝ да са взаимно перпендикулярни.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.3. Карданов съединител - продължение

Кинематична особеност на кардановия съединител е, че при ъглова скорост $\omega_1 = const$, на водещия вал тази на водимия ω_2 е периодично променлива с амплитуда зависеща от ъгъла на пресичане на осите на валовете γ . Неравномерността на движението на изходния вал ограничава ъгъла γ до 40° . Изходящата ω_2 , и входящата ω_1 ъглови скорости са свързани със зависимостта:



Фиг.1.14. Изменение на съотношението на ъгловите скорости при карданен съединител

Т.е.при нарастване на ъгъла γ между съединяваните валове нараства неравномерността на въртене на изходния вал. Подобно се изменя и изходния момент T_2 (при постоянен входящ T_1)

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi_1}, \quad (1.8)$$

където φ_1 е ъгълът на завъртане на водещия вал. Максималната стойност на ω_2 се получава като в (1.8) се замести $\varphi_1 = k \cdot \pi$ (за $k = 0, 1, 2, \dots$):

$$\omega_{2max} = \omega_1 / \cos \gamma$$

Минималната стойност на ω_2 се получава като в (1.8) се замести $\varphi_1 = (2k+1) \cdot \pi/2$ (за $k = 0, 1, 2, \dots$):

$$\omega_{2min} = \omega_1 \cdot \cos \gamma$$

Степента на неравномерност на въртеливото движение на изходящия вал е :

$$\delta = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} = \sin \gamma \cdot \text{tg} \gamma, \quad (1.9)$$

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.2.3. Карданов съединител - продължение

Материали. Детайлите на Кардановите съединители изпитват значителни и променливи натоварвания и се изработват от материали с висока якост. Използват се легирани хромови и хром-никелови стомани и в по-редки случаи - качествени въглеродни стомани. Ако триенето в шарнирите е с плъзгане, работните им повърхнини се закаляват.

Якостна проверка. Рамената на вилките и на кръстачката се проверяват на статична якост и на сигурност срещу разрушаване вследствие на умора от променливите сили приложени в шарнирите. Шарнирите се изчисляват като плъзгащи, респективно търкалящи лагери, като се вземе предвид, че те не се завъртат на пълен оборот.

Приложение. Най- широко разпространение Кардановите съединители имат в транспортната техника - в задвижването на автомобилите и тракторите. Използване още в металообработващи многошпинделни машини, селскостопански, минни машини, прокатни станове и пр.

В много случаи, като например в автомобилите, чрез такива съединители се свързват валове на скоростната кутия и на диференциалния механизъм при изискване ъгловата скорост на изходния вал също да е постоянна. За да се получи това, се използват два карданови съединителя, свързващи краищата на междинен (наречен карданов) вал с равномерно въртящите се крайни валове. При разположение на осите на трите вала в една равнина, трябва да се спазят *условия*:

- ъглите сключени между входящ и междинен вал и между междинен и изходящ да са равни;
- вилките, свързани с междинния вал, да лежат в една равнина.

При спазване на тези условия съединителят, свързващ междинния и изходящия вал работи в "обратен" режим – неравномерна ъглова скорост на входа и постоянна на изхода.

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

1.4.3. Еластични съединители

1.4.3.1. Общи сведения

Еластичните съединители са неуправляеми съединители, свързващи два вала с възможност за (неголямо) относително осово завъртане, поради наличието на податливи елементи между тях.

- Еластичната податлива връзка между валове осигурявана от еластичните съединители омекотява ударните натоварвания.
- Еластичните съединители могат да компенсират и неточностите във взаимното разположение на валове благодарение на податливостта на еластичните елементи в различни направления.

Обаче когато еластичните съединители свързват недобре центровани валове, трайността им е по-малка.



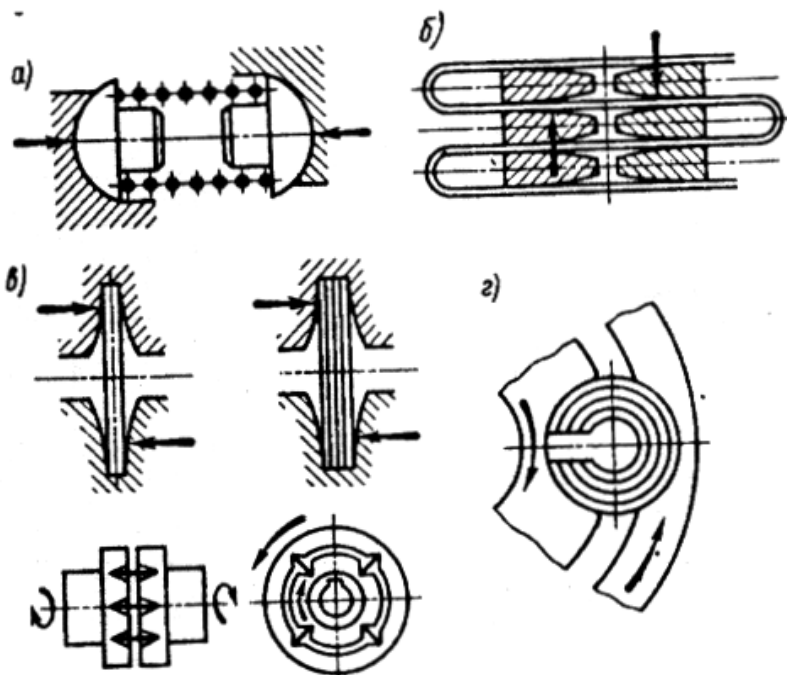
Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.3.2. Податливи елементи за еластични съединители

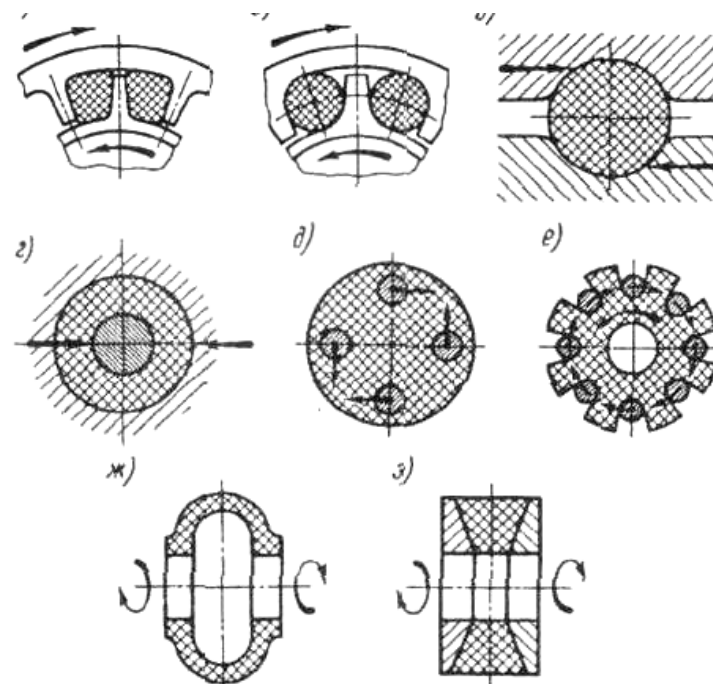
Податливите елементи, използвани в еластичните съединители, могат да бъдат изработени от метали или неметали (най-често гума).

Металните елементи имат формата на плоски, винтови или змеевидни пружини (фиг. 1.15), закрепени по съответен начин към основните елементи (дискове) и деформиращи се при предаване на въртящия момент.

Неметалните елементи се оформят като тампони, еластични втулки или по-сложни торообразни или звездообразни елементи (фиг. 1.16).



Фиг. 1.15. Метални еластични елементи



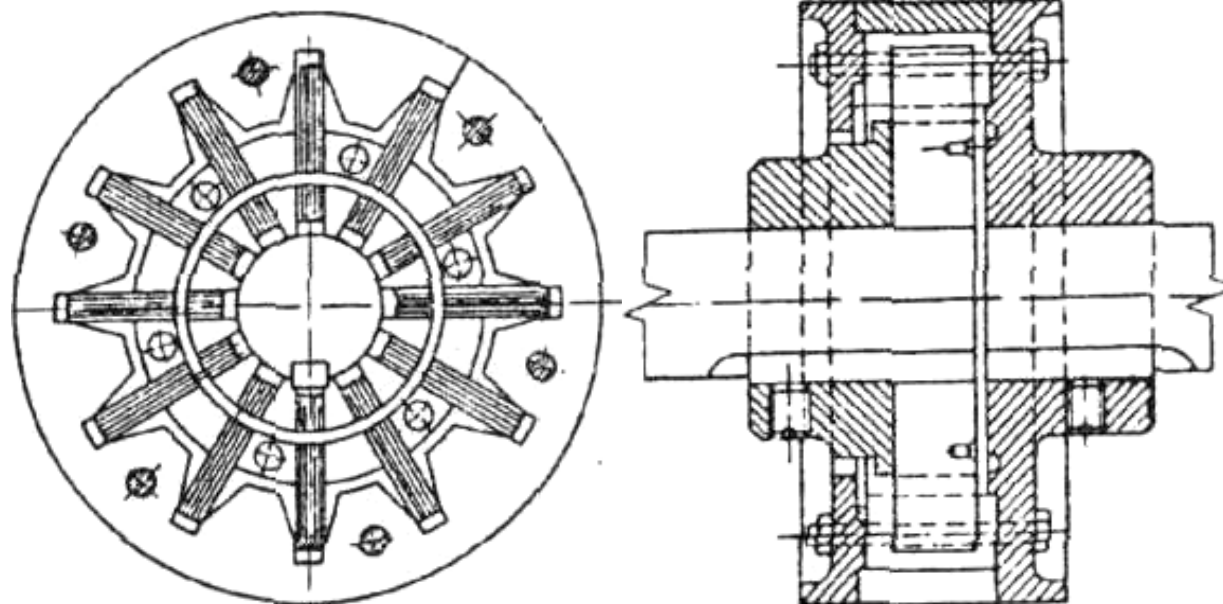
Фиг. 1.16. Неметални еластични елементи

1.4.3.3. Примерни конструкции на еластични съединители

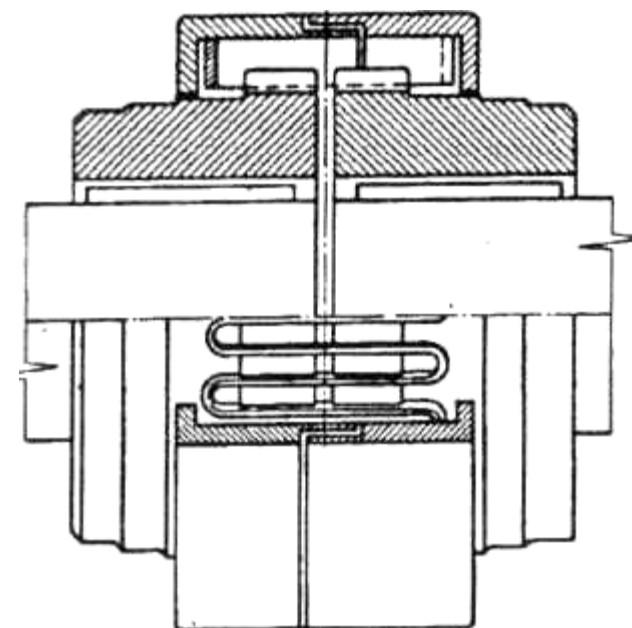
Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

На фиг.1.17 е показан еластичен съединител с радиално разположени пакети плоски пружини, а на фиг.1.18 - еластичен съединител със змеевидни пружини (тип Биби). Тези съединители са с метални еластични елементи.



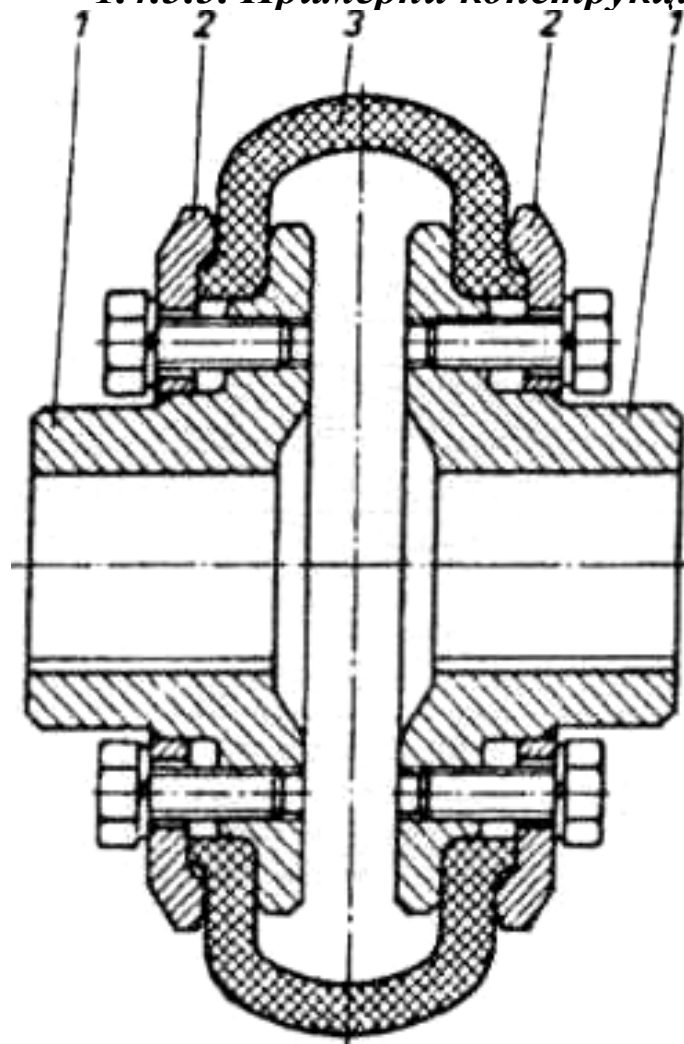
Фиг. 3.17. Еластичен съединител с радиално разположени пакети плоски пружини



Фиг. 3.18. Еластичен съединител със змеевидна пружина

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.3.3. Примерни конструкции на еластични съединители



Най-разпространените еластични съединители с неметални еластични елементи са :

- *съединителят с торообразен еластичен елемент (тип Перифлекс) - фиг.1.19. ;*
- *съединител с палци и гумени пръстени (фиг. 1.20)*

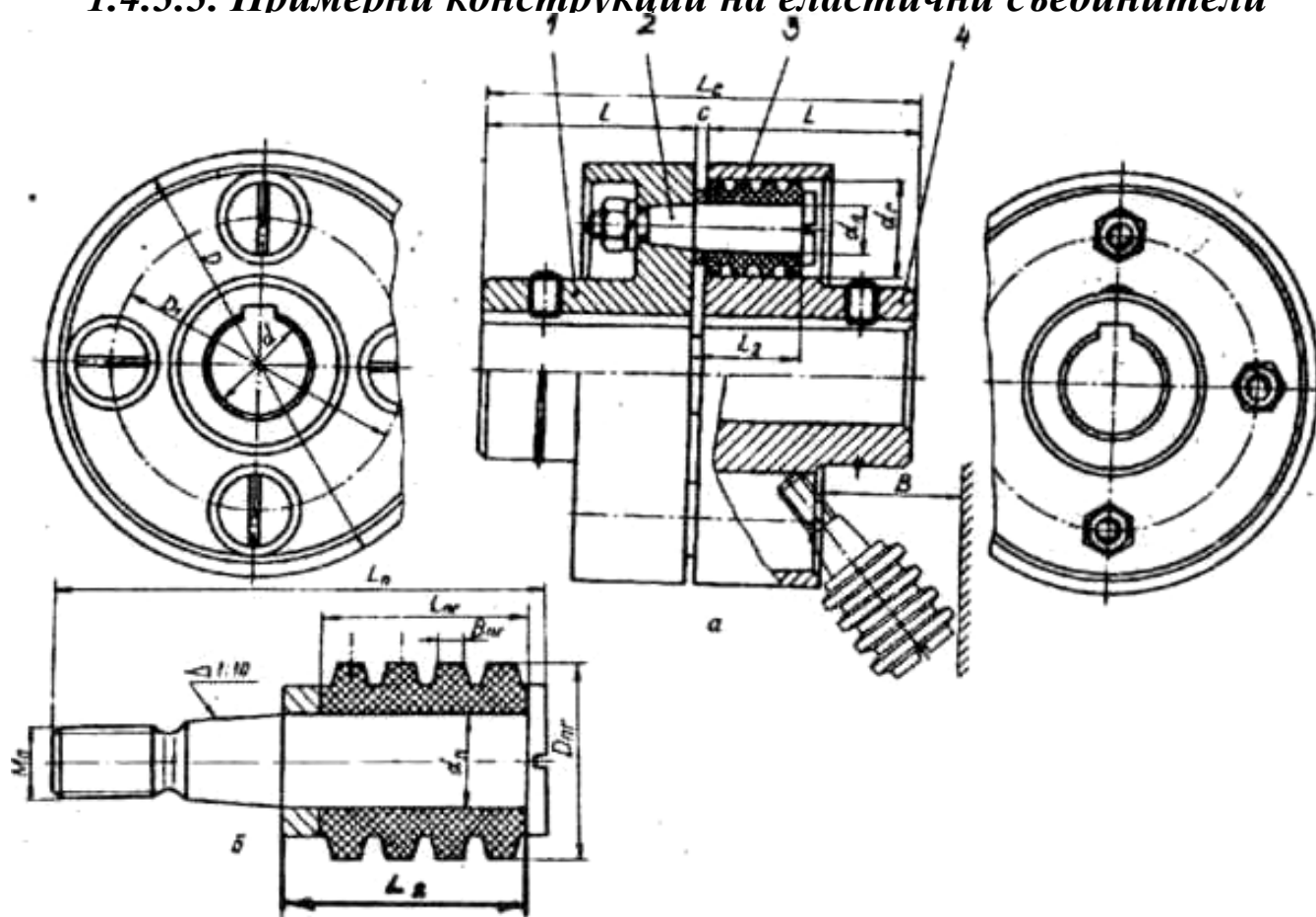
Съединителите с неметални елементи имат:

- голяма податливост,
- значително намаляват ударните натоварвания в механичната верига,
- поглъщат усукващите трептения
- изолират електрически валове

←Фиг.1.19. Еластичен съединител с торообразен еластичен елемент (тип Перифлекс) 1 - дискове, 2 - притискателни планки, 3 - гумен торообразен елемент

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.3.3. Примерни конструкции на еластични съединители

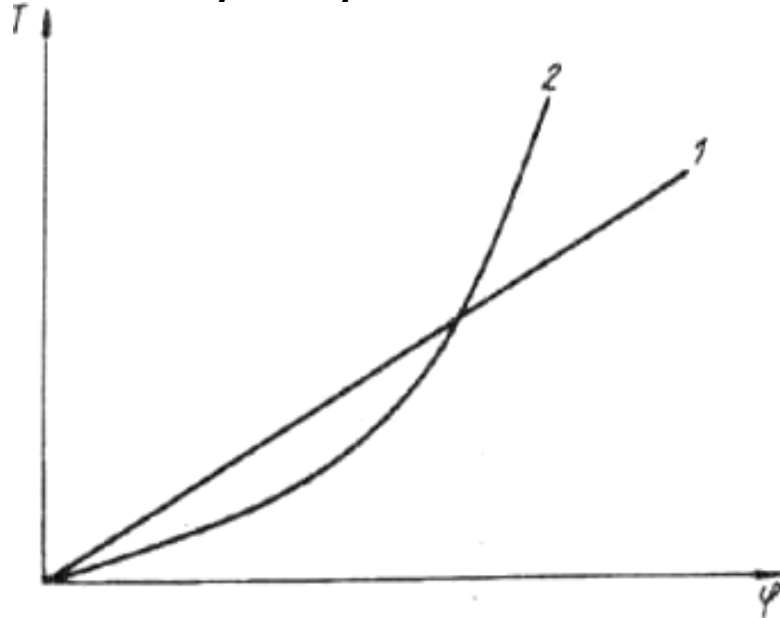


- Притежана неголяма податливост и компенсират неголеми измествания на валове
 - $\Delta x = 1 \div 5 \text{ mm}$;
 - $\Delta y = 0,3 \div 0,6 \text{ mm}$;
 - $\Delta \gamma \leq 1^\circ$
- Опростена конструкция;
- Употреба – при малки и средни обороти и моменти
- Стандартизиран
- Изчисляване
 - Палците на огъване
 - Гумените пръстени – на смачкване

Фиг.1.20. Еластичен съединител с палци и гумени пръстени 1.4 - дискове, 2 – палец, 3 - пакет гумени пръстени

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.3.4. Характеристики на еластичните съединители



Фиг. 3.21. Статични характеристики на еластични съединители (без отчитане на загубите)

Зависимостта на деформацията (ъгълът на относително завъртане на валове φ) от въртящия момент T се нарича (статична) характеристика на съединителя (фиг. 3.21).

При металните еластични елементи тази зависимост е линейна - линия 1, а при неметалните - нелинейна - линия 2.

Площта между характеристикната крива и абсисната ос представлява вложената работа за деформирането на съединителя до някакъв ъгъл φ . Тази работа се трансформира в потенциална енергия на деформацията на податливите елементи. При намаляване на натоварването, подобно на напрегнатата пружина, енергията се връща обратно в механичната верига.

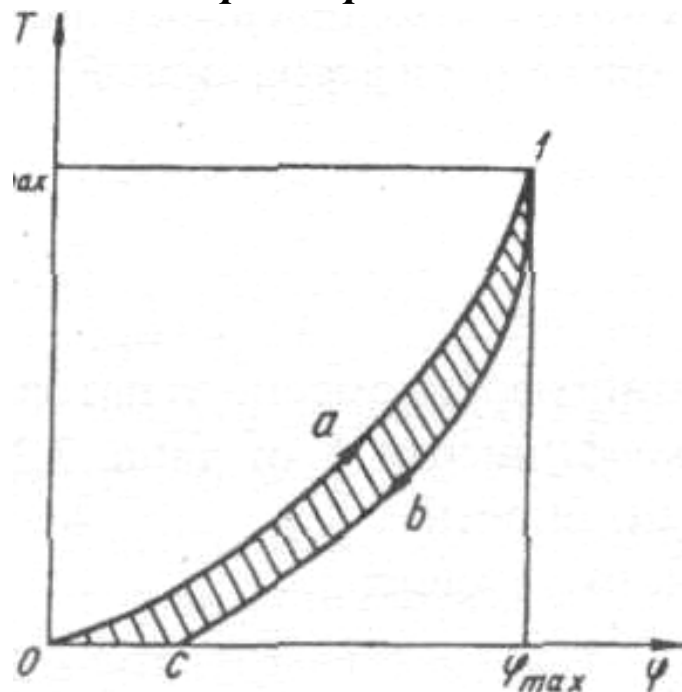
На това свойство се дължи способността на еластичните съединители да омекотяват ударите – като акумулират тяхната енергия и я връщат за по-продължителен период от време.

В реалните конструкции деформацията на съединителя е съпроводена с триене между относително подвижните части, както и с вътрешно триене в еластичните елементи.

Лекция 1 – Съединители – Определение. Предназначение. Видове. Неуправляеми с-ли.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.3.4. Характеристики на еластичните съединители-продължение



Фиг. 1.22. Реална статична характеристика на еластичен съединител

На фиг. 1.22 е показана опитно получена статична характеристика на еластичен съединител с неметални елементи.

Кривите при натоварване (а) и при разтоварване (б) не съвпадат, което се дължи на загубите от триенето - те се измерват със заштрихованата площ.

Големината на загубите определя т.нар. демпфираща (гасяща) способност на съединителя, която определя възможността му да поглъща енергията на усукващите трептения

Важна характеристика на еластичните съединители с тяхната ъглова коравина (неподатливост)

$$C_{\varphi} = dT/d\varphi$$

При линейните характеристики $C_{\varphi} = const$, а при нелинейните C_{φ} е различна във всяка една точка.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.3.5. Якостна проверка на еластичен съединител с палци и гумени пръстени

Еластичните съединители с палци и гумени пръстени (фиг.1.20) имат конструкция и размери, по БДС 2441-86. Произвеждат се в типови редове с нормално (СН) и облекчено (СО) изпълнение. Дисковете се отливат от чугун или стомана, за палците се използват качествени въглеродни стомани марки 40, 45, 50, а за пръстените - маслоустойчива гума. За всеки типо-размер в таблица е посочен максималния предаван въртящ момент. След избор на подходящия типоразмер следва да се извърши якостна проверка на палците и на гумените пръстени.

Палците (z броя) се изчисляват като конзолни греди с диаметър d_n и дължина L_2 , натоварени в края с периферна сила F_i , предизвикана от предавания момент:

$$F_i = \frac{2KT}{zD_1\psi} \quad (1.10)$$

където ψ е коефициент, отчитащ неравномерното натоварване на палците. За коефициента K от табл. 3.2 се приемат по-малките стойности. Трябва да е изпълнено якостното условие:

$$\sigma_{ог} = \frac{32F_i.L_2}{\pi.d_n^3} \leq [\sigma_{ог}] \quad (3.11)$$

Допустимото напрежение на огъване $[\sigma_{ог}]$ зависи от използвания материал и обикновено е в границите $[\sigma_{ог}] = 100 \div 150$ МПа.

Пакетите от гумени пръстени се проверяват на смачкване от периферната сила F_i :

$$\sigma_{см} = \frac{F_i}{d_n.(L_2 - c)} \leq [\sigma_{см}], \quad \text{където } [\sigma_{см}] = 2 \div 4 \text{ МПа}$$

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

1.4.3.5. Задачи:

Задача 1.3. Да се избере стандартен еластичен съединител с палци и гумени пръстени за вал, пренасящ мощност $P = 5,75 \text{ kW}$, честота на въртене $n = 960 \text{ min}^{-1}$, коефициент на режима $K=1,5$.

Решение:

1) Изчисляваме номиналния предаван въртящ момент: $T = 9550 \cdot P / n = 57,2 \text{ Nm}$;

2) Изчислителният момент на съединителя е: $T = K \cdot T = 1,5 \cdot 57,2 = 85,8 \text{ Nm}$

3) По табл.7.7а [Николов Н.Б., Димчев Г.Н., Захариев К.С., „Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи”, С., Техника, 1992] избираме типоразмер СН 1, които има $T_{max} = 130 \text{ Nm} > T_{изч}$ и $n_{max} = 4700 \text{ min}^{-1} > n$. Този съединител има 4 палеца с размер $d_n = 14 \text{ mm}$, разположени по окръжност с диаметър $D_1 = 82 \text{ mm}$. От табл.7.76 отчитаме размерите $L_2 = 33 \text{ mm}$, $c = 3 \text{ mm}$.

4) Извършваме якостна проверка на палците на огъване (избираме материал стомана 45, $[\sigma_{ог}] = 750 \text{ MPa}$; приемаме още $\psi = 0,7$):

$$\sigma_{ог} = \frac{64KT L_2}{z\pi \cdot d_n^3 D_1 \psi} = \frac{64 \cdot 85,8 \cdot 33 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot \pi \cdot 14^3 \cdot 10^{-9} \cdot 82 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7} = 91,55 \text{ MPa} < [\sigma_{ог}]$$

5) Якостна проверка на гумените пакети $[a] = 2 \text{ MPa}$:

$$\sigma_{см} = \frac{2KT}{z\psi D_1 d_n \cdot (L_2 - c)} = \frac{2 \cdot 85,8}{4 \cdot 0,7 \cdot 82 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 1,78 \text{ MPa} < [\sigma_{см}].$$

Масата на избрания съединител е $m_c = 4,53 \text{ kg}$, а силата на тежестта - $G_c = m_c \cdot g = 44,4 \text{ N}$.

Машинни елементи – II-ра част – Лекция 1

Задача 1.4. Да се определи възможното претоварване ($K_{max} = ?$) за стандартния еластичен съединител СН 1, работещ при условията на задача 1.3 ($T=57,2 \text{ Nm}$), ако палците са изработени от стомана 40X с допустимо напрежение $[\sigma_{ог}] = 220 \text{ МПа}$, а за гумените пакети - $[\sigma_{см}] = 2 \text{ МПа}$.

Решение: Ако използваме изчислителните формули, установяваме, че за номиналния въртящ момент T в палците действа напрежение на огъване $\sigma_{ог} = 61,03 \text{ МПа}$, а в гумените пакети - напрежение на смачкване $\sigma_{см} = 1,18 \text{ МПа}$. (Същото се получава, ако се разделят резултатите от зад.1.3 на 1,5).

Коефициентите на претоварване от гледна точка сгъването и смачкването ще определим, като отнесем допустимите стойности на напреженията към изчислените:

$$K_{ог} = [\sigma_{ог}] / \sigma_{ог} = 220 / 61,03 = 3,6;$$

$$K_{см} = [\sigma_{см}] / \sigma_{см} = 2 / 1,18 = 1,694 = 1,69;$$

Извод: Възможно е максимално претоварване с коефициент $K=1,87$.

Задача 1.5. Да се избере еластичен съединител тип "Перифлекс" за вал, пренасящ мощност $P=6,5 \text{ kW}$ при честота на въртене $n=750 \text{ min}^{-1}$. Коефициентът на режима на работа е $K=1,4$.

Виж [Николов Н.Б., Димчев Г.Н., Захариев К.С., „Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи”, С., Техника, 1992]

Отговор: съединител 175-7 с маса $m_c = 5,87 \text{ kg}$.